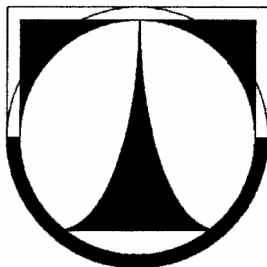


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



**DETAILNÍ ROZBOR NAMÁHÁNÍ ZADNÍ VIDLICE A  
PŘEPÁKOVÁNÍ ZADNÍHO PÉROVÁNÍ MOTOCYKLU  
JAWA 836-6**

**DETAILED ANALYSIS OF THE STRESS OF THE REAR  
FORK AND LINKAGE REAR SUSPENSION MOTORCYCLE  
JAWA 836-6**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

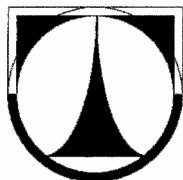
Pavel Polák

Květen 2011

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

**DETAILNÍ ROZBOR NAMÁHÁNÍ ZADNÍ VIDLICE A  
PŘEPÁKOVÁNÍ ZADNÍHO PÉROVÁNÍ MOTOCYKLU**

**JAWA 836-6**

**DETAILED ANALYSIS OF THE STRESS OF THE REAR  
FORK AND LINKAGE REAR SUSPENSION MOTORCYCLE**

**JAWA 836-6**

Diplomová práce

KVM – DP – 616

Pavel Polák

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D., TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Libor Kouřimský, JAWA Moto s.r.o. Týnec nad Sázavou

Počet stran: 102

Počet obrázků: 64

Počet příloh: 12

Počet výkresů: 1

Květen 2011



# DETAILNÍ ROZBOR NAMÁHÁNÍ ZADNÍ VIDLICE A PŘEPÁKOVÁNÍ ZADNÍHO PÉROVÁNÍ MOTOCYKLU JAWA 836-6

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá rozbořem namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení motocyklu Jawa 836-6 při různých extrémních jízdních režimech. Na základě výsledků simulace pomocí metody konečných prvků byla zkontrolována pevnost a tuhost. V problematických místech byly navrženy úpravy stávající konstrukce převážně na odlité části kyvné vidlice.

Klíčová slova:

Motocykl, zadní kyvná vidlice, pákový mechanismus odpružení, podvozek, zavěšení zadního kola

## **DETAILED ANALYSIS OF THE STRESS OF THE REAR FORK AND LINKAGE REAR SUSPENSION MOTORCYCLE JAWA 836-6**

## **Annotation**

This thesis deals with the stress analysis of the rear swingarm suspension and lever mechanism motorcycle Jawa 836-6 in various extreme driving modes. Based on the results of simulations using the finite element method has been inspected strength and rigidity. The bottlenecks have been proposed modification to the existing structure largely on the cast swingarm.

Key words:

The motorcycle, rear swingarm, linkage suspension, chassis, frame, suspension rear wheels

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2011

Archivní označení zprávy:



## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V ..... dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Na tomto místě bych předem rád poděkoval vedoucímu Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. z katedry vozidel a motorů a svému konzultantovi Liboru Kouřimskému z konstrukčního oddělení firmy JAWA Moto spol. s r. o. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

V neposlední řadě děkuji i celé své rodině a blízkým za jejich velkou podporu a trpělivost při mém studijním úsilí.

## Seznam symbolů a jednotek

$A$	střed otáčení předního kola	[-]
$A'$	bod styku předního kola s vozovkou	[-]
$B$	střed otáčení zadního kola	[-]
$B'$	bod styku zadního kola s vozovkou	[-]
$B_z$	brzdná síla na zadním kole	[N]
$D$	koeficient dynamického přetížení	[-]
$F_a$	adhezní síla na kole	[N]
$F_{az}$	adhezní síla na zadním kole	[N]
$F_B$	brzdná síla zachycena čepem na vidlici	[N]
$F_e$	efektivní odstředivá síla	[N]
$F_{ix}$	obecná síla ve směru osy $x$	[N]
$F_{iy}$	obecná síla ve směru osy $y$	[N]
$F_k$	hnací síla ze zadního kola na vozovku	[N]
$F_o$	odstředivá síla	[N]
$F_p$	síla pružiny centrální pružící jednotky	[N]
$F_r$	síla v řetězu	[N]
$F_v$	výsledná síla	[N]
$F_{vz}$	výsledná síla na zadním kole	[N]
$G$	celková tíha motocyklu včetně posádky	[N]
$J_p$	hmotnostní moment setrvačnosti předního kola	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_z$	hmotnostní moment setrvačnosti zadního kola	[kg·m <sup>2</sup> ]
$M_{f_{kp}}$	moment valivého odporu předního kola	[N·m]
$M_{f_{kz}}$	moment valivého odporu zadního kola	[N·m]
$M_{iA}$	obecný moment kolem obecného bodu $A$	[N·m]
$O_{fp}$	valivý odpor předního kola	[N]
$O_{fz}$	valivý odpor zadního kola	[N]
$O_s$	odpor setrvačnosti	[N]
$O_v$	odpor vzduchu	[N]
$R$	poloměr zatáčky	[m]
$R_B$	reakce na zadní nápravu z brzdového kotouče	[N]

$R_{Bx}$	reakce na zadní nápravu z brzdového kotouče ve směru osy x	[N]
$R_{By}$	reakce na zadní nápravu z brzdového kotouče ve směru osy y	[N]
$R_L$	reakce na levou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly)	[N]
$R_{Lx}$	reakce na levou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy x	[N]
$R_{Ly}$	reakce na levou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy y	[N]
$R_P$	reakce na pravou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly)	[N]
$R_{Px}$	reakce na pravou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy x	[N]
$R_{Py}$	reakce na pravou stranu vidlice od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy y	[N]
$R_r$	reakce na zadní nápravu od síly v řetězu (brzdné síly)	[N]
$R_{rx}$	reakce na zadní nápravu od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy x	[N]
$R_{ry}$	reakce na zadní nápravu od síly v řetězu (brzdné síly) ve směru osy y	[N]
$T$	těžiště	[-]
$Z_p$	radiální reakce vozovky na přední kolo	[N]
$Z_z$	radiální reakce vozovky na zadní kolo	[N]
$a$	zrychlení motocyklu	[m·s <sup>-2</sup> ]
$b$	poloměr zaoblení pneumatiky	[m]
$b_{kz}$	poloměr zaoblení pneumatiky zadního kola	[m]
$f$	součinitel valivého odporu kola	[-]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	výška těžiště motocyklu od vozovky	[m]
$l$	rozvor motocyklu	[m]
$l_p$	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
$l_z$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]

$m$	celková hmotnost plně zatíženého motocyklu	[kg]
$m_p$	pohotovostní hmotnost motocyklu	[kg]
$m_{kp}$	hmotnost předního kola	[kg]
$m_{kz}$	hmotnost zadního kola	[kg]
$r_{kp}$	poloměr předního kola	[m]
$r_{kz}$	poloměr zadního kola	[m]
$r_r$	poloměr řetězového kola	[m]
$v$	rychlost motocyklu	[km·h <sup>-1</sup> ]
$z$	zdvih centrální pružící jednotky	[m]
$\alpha$	úhlové zrychlení	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$\lambda$	teoretický úhel náklonu motocyklu při průjezdu zatáčkou	[°]
$\lambda_e$	efektivní úhel náklonu motocyklu při průjezdu zatáčkou	[°]
$\lambda'$	zmenšení efektivního úhlu náklonu motocyklu vlivem šířky pneumatiky a jejího zaoblení	[°]
$\mu$	součinitel přilnavosti pneumatiky k vozovce	[-]

## Obsah

1	ÚVOD .....	- 11 -
2	PODVOZKY JEDNOSTOPÝCH MOTOROVÝCH VOZIDEL .....	- 13 -
2.1	Rámy motocyklů.....	- 16 -
2.2	Zavěšení předního kola .....	- 22 -
2.3	Zavěšení zadního kola .....	- 25 -
2.4	Řízení.....	- 29 -
2.5	Odpružení.....	- 30 -
2.6	Brzdový systém .....	- 31 -
2.7	Kolo s pneumatikou.....	- 32 -
3	ROZBOR NAMÁHÁNÍ .....	- 35 -
3.1	Jízda motocyklu po nerovném terénu.....	- 38 -
3.2	Akcelerace motocyklu .....	- 38 -
3.3	Brzdění motocyklu.....	- 42 -
3.4	Průjezd motocyklu zatáčkou.....	- 44 -
3.5	Maximální propružení pružící jednotky .....	- 48 -
3.6	Zhodnocení všech jízdních stavů a výběr nejnepríznivějších variant .....	- 52 -
4	KONTROLA PEVNOSTI A TUHOSTI ZADNÍ KYVNÉ VIDLICE A PÁKOVÉHO MECHANISMU .....	- 54 -
4.1	Příprava modelu pro simulaci .....	- 55 -
4.2	Simulace namáhání zadní kyvné vidlice.....	- 59 -
4.3	Zobrazení výsledků simulace .....	- 60 -
5	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE A OPTIMALIZACE STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE.....	- 66 -
5.1	Vyhodnocení výsledků simulace a optimalizace zadní kyvné vidlice.....	- 66 -
5.2	Vyhodnocení výsledků simulace a optimalizace pákového mechanismu zadního odpružení.....	- 72 -
6	ZÁVĚR.....	- 73 -
	Seznam použité literatury .....	- 75 -
	Seznam příloh.....	- 78 -

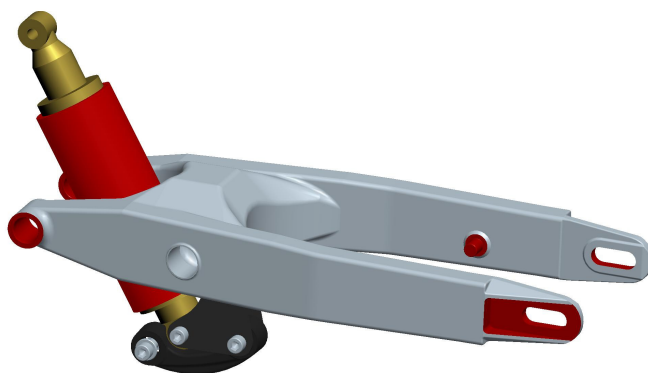
## 1 ÚVOD

Náš český výrobce motocyklů JAWA Moto spol. s r.o., se sídlem v Týnci nad Sázavou, uvedl letos na trh svůj nový, již dlouhou dobu připravovaný, model motocyklu - cestovní enduro JAWA 836-6 s obchodním názvem JAWA 660 Sportard. Specifikace zadání diplomové práce a její řešení probíhala ve spolupráci s konstrukčním oddělením této firmy.

V práci bude shrnut detailní rozbor namáhání zadní kyvné vidlice a přepákování zadního pérování. Výpočet sil proběhne pro několik jízdních stavů, které vystihují extrémní podmínky provozu motocyklu. Jedná se především o akceleraci, brzdění, průjezd zatáčkou, jízdu po nerovném terénu a maximální propružení centrální pružící jednotky.

Hlavním cílem práce je kontrola pevnosti a tuhosti zadní kyvné vidlice, která je zatěžována silami určenými rozbořem, a to s využitím metody konečných prvků (MKP). Na základě výsledků simulace namáhání bude posouzena vhodnost jejího použití pro uvedený typ motocyklu, a to vzhledem k tomu, že tyto vidlice nejsou výrobkem firmy JAWA, ale jsou nakupovány od italského výrobce Verlicchi, který je vyrábí pro odlišný typ motocyklů. Pákový mechanismus je vlastní výroby a kontrolována bude též jeho pevnost a tuhost v nejnepríznivějším případě zatěžování. Pokud nebude vidlice nebo pákový mechanismus v některém ohledu vyhovovat, bude navržena optimalizace stávající konstrukce na základě konzultace ve firmě JAWA. Změny upravených součástí budou podrobeny nové analýze namáhání. Z těchto výsledků dojde k posouzení vhodnosti navržené úpravy, případně bude konstrukce dále upravována do vyhovující podoby.

K vyřešení všech cílů budou použity materiály firmy JAWA, jako je zjednodušená 2D sestava motocyklu, výrobní dokumentace



Obr. 1 Model sestavy zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení motocyklu JAWA 836-6

jednotlivých pák pákového mechanismu a původní výrobek, zadní kyvná vidlice od distributora, kterou bude třeba vymodelovat včetně úprav potřebných pro použití v uvažovaném motocyklu (JAWA 836-6 má záchytný čep zadní brzdy na pravé straně, držák napínací kladky řetězu nepotřebuje).

Tato práce by měla přispět k celkovému přehledu o namáhání zadní kyvné vidlice motocyklu při extrémních podmínkách provozu. Klade si za cíl analyzovat kritická místa v použité vidlici a následně je optimalizovat, aby vyhovovala uvažovanému typu motocyklu.



Obr. 2 Jawa 660 Sportard [7]



## 2 PODVOZKY JEDNOSTOPÝCH MOTOROVÝCH VOZIDEL

[2], [3], [4], [15]

Jednostopé motorové vozidlo (motocykl) se skládá z mnoha konstrukčních skupin nebo dílů, které lze shrnout do několika funkčních skupin jako jsou např. hnací soustava, podvozek, kapota a další připevněné díly (nástavby) viz. Obr. 3, které dohromady tvoří ucelený blok. Do těchto skupin však nemůžeme zcela jednoznačně začlenit některé konstrukční díly z důvodu jejich funkce, protože během provozu motorového vozidla musí tyto díly vykonávat více funkcí, např. zadní kolo přísluší jak k podvozku, tak i k hnací soustavě. Tato práce se zabývá problematikou podvozků jednostopých motorových vozidel, proto bude o této důležité funkční skupině a její částech pojednáno samostatně v jednotlivých kapitolách.

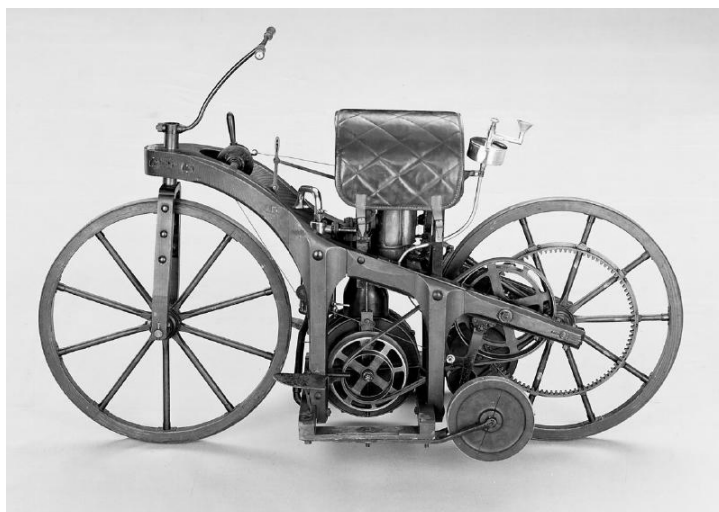


Obr. 3 BMW R 1200 GS [11]

Podvozek jednostopého motorového vozidla je jedním z nejdůležitějších funkčních celků, jehož konstrukce má zásadní vliv na jízdní vlastnosti a je bezprostředně spojena s jízdní bezpečností. V dnešní době již motocykl není pouze dopravním prostředkem, ale je využíván hlavně pro relaxaci, volnost, nezávislost a radost z jízdy jako takové jak pro muže tak i ve stále větší míře pro ženy. Z těchto důvodů přicházejí výrobci motocyklů se stále novými řešeními pro uspokojení potřeb co největší skupiny zákazníků [15], [16].

Současná konstrukce podvozku je zpravidla sestavena z těchto částí:

- Rám – váže jednotlivé díly a montážní skupiny do pevného celku.
- Zavěšení předního a zadního kola – dovoluje svislý pohyb kola při propružení a přenáší síly a momenty mezi rámem a kolem.
- Odpružení – umožňuje neustálý styk kola s vozovkou a zmenšuje přenos kmitavých pohybů nápravy na rám a dále na jezdce.
- Řízení – slouží ke změně nebo k udržování zvoleného směru jízdy.
- Brzdový systém – zastává úlohu snižování rychlosti nebo úplného zastavení jedoucího motocyklu.
- Kolo s pneumatikou – Přenáší hmotnost motocyklu i s posádkou a zavazadly, hnací a brzdné síly z vozovky na motocykl. Je důležitou součástí v odpružení. [3]



Obr. 4 První motocykl na světě – Daimler z roku 1885 [14]

Nejstarší konstrukce motocyklových podvozků byly převzaty z rámu jízdního kola, který byl převážně svařený z ocelových trubek. Z počátku vývoje byla na motocyklu ponechána i šlapadla a byly prováděné jen malé úpravy a to pouze střední části rámu z důvodu montáže motoru. Po čase bylo třeba zesílit a vyztužit původní rámy a odpružit pevnou přední vidlici. Klasický jednoduchý trubkový uzavřený rám s přední paralelogramovou vidlicí byl po desítky let velice úspěšným řešením podvozku tehdejších motocyklů. Až v padesátých letech dvacátého století se začaly

běžně používat teleskopické nebo výjimečně kyvné přední vidlice a také se více rozmáhaly stroje s odpruženým zadním kolem a to nejdříve krátce s kluzákovým odpružením a později se zadní kyvnou vidlicí. Do této doby převládaly konstrukce s paralelogramovými vidlicemi na kole předním a zcela neodpruženým zadním kolem (Obr. 5). Pohon zadního kola, rám s motorem uprostřed, přední teleskopická a zadní kyvná vidlice se stali nejvýznamnějším znakem klasického motocyklu.

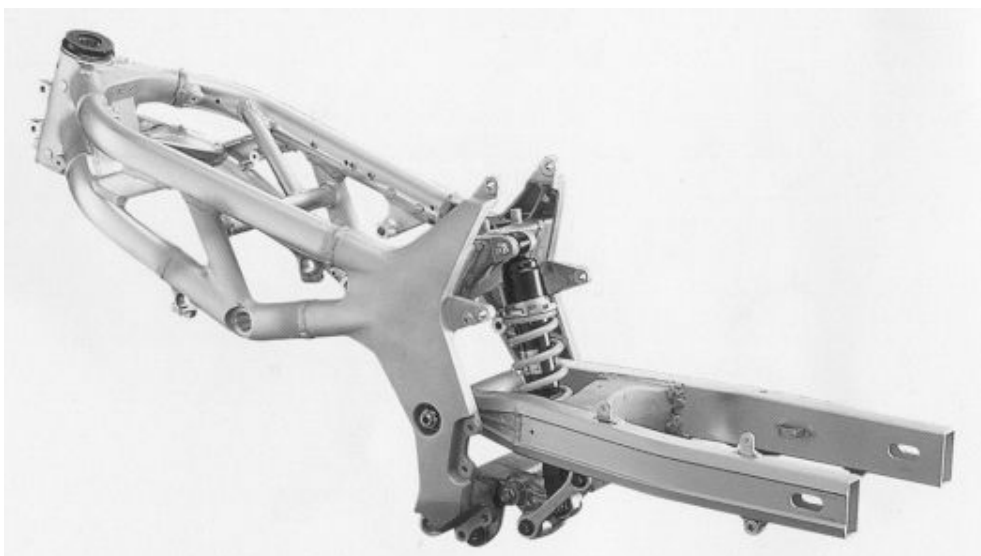


Obr. 5 Jawa 250 special

Podvozek jako celek zásadně ovlivňuje jízdní vlastnosti motocyklu, a tudíž musí plnit mnoho různých funkcí. Jeho rám musí umožnit pohodlné sezení posádky a zároveň tak zajistit správné rozložení hmotností, tím pádem polohu těžiště. Jelikož je motocykl jednostopé vozidlo, při zastavení se tedy stává nestabilním a jezdec musí mít možnost se opřít o zem nohou, aby nedošlo k pádu. Pro udržení v jízdní poloze, je nutné, aby se motocykl pohyboval. Při rozjezdu musí podvozek zajišťovat dostatečnou stabilitu. Pro setrvání ve stabilní poloze, je třeba, aby byl motocykl dostatečně vyvážený, aby jezdec musel, pokud možno, jen minimálně zasahovat pro dosažení rovnováhy. Jelikož člověk reaguje velice pomalu na různé destabilizující účinky (např. nerovnosti na vozovce), je tato problematika značně důležitá. V neposlední řadě, při pohybu řídítek během zatáčení, je podstatná i rychlost reakce podvozku.

## 2.1 Rámy motocyklů

Rám motocyklu váže jednotlivé díly a montážní skupiny do pevného celku. Musí splňovat mnoho základních požadavků jako jsou např. tuhost, odolnost proti dynamickému namáhání, necitlivost vůči vibračním motoru a také musí poskytnout výhodné umístění všech ústrojí (přípevnění motoru, palivové nádrže, zapalovací cívky, sedla, tlumiče sání, zadního blatníku, stojánku, stupaček apod.), a tím i celkové dobré využití prostoru motocyklu.



Obr. 6 Mřížový otevřený rám motocyklu Yamaha s zadní kyvnou vidlicí a pákovým mechanismem odpružení [17]

Podle uspořádání nosné části podvozku se dělí jednostopá motorová vozidla na motocykly se samonosnou nástavbou a s nosným rámem.

Motocykly se samonosnou nástavbou v sobě zahrnují převážně skútry a některé silniční závodní motocykly (jedná se o typy s co nejnižší hmotností). Jde o poměrně velké prostorové výlisky z ocelového plechu, které se svaří do jednoho prostorově tuhému celku s úchyty pro motor, přední a zadní vidlice a další díly. Nevýhodou oproti např. trubkovým ráům může být praskání některých částí namísto projevu větších deformací při vysokém namáhání. Hlavní úlohou nosného rámu je držení motoru a hlavy řízení. V jeho zadní části je uchycena vidlice zadního kola. Palivová nádrž bývá

obvykle uchycena na horní straně a sedačka v zadní části někdy i na odděleném nosníku.

Nejdůležitějším stavebním a pevnostním prvkem jsou právě rámy motocyklů, které můžeme rozčlenit na trubkové, lisované, lité a nebo kombinované. V minulosti a v dnešní době se vyráběly nebo vyrábí v těchto hlavních typech:

- jednotrubkový
- dvoutrubkový
- mostový
- páteřový
- mřížový
- kolébkový
- lisovaný
- litý [3]

### **- Trubkové rámy**

Nejstarší konstrukcí jsou trubkové rámy, které byly odvozeny z rámů jízdních kol. Trubky, jakožto stavební prvek, se používají kruhového, čtyřhranného či oválného průřezu. Pro jednostopá motorová vozidla jsou tyto rámy velice vhodné. Vyznačují se nízkou hmotností, avšak mají vysokou pevnost a při správně provedené konstrukci jsou i vyhovující svou tuhostí. Další výhodou, bez použití příliš nákladného výrobního zařízení, je i možnost jak kusové, tak i malosériové a sériové výroby.

Tyto rámy jsou svařovány buď elektrickým obloukem, a nebo plamenem z několika kusů rovných či tvarovaných trubek různých průřezů, plechových výztuh a závěsů. Pro odstranění pnutí, způsobené svářením elektrickým obloukem, se zvláště namáhané rámy normalizačně žíhají a to buď celé, nebo jen místa spojů, obzvláště pak hlava řízení.



Obr. 7 Nahoře jednoduchý (páteř), dole dvojitý uzavřený trubkový rám [18]

Podle konstrukce se dají trubkové rámy rozdělit na uzavřené a otevřené, kde motor nahrazuje část rámu a dále pak na jednoduché, rozdvojené a dvojité.

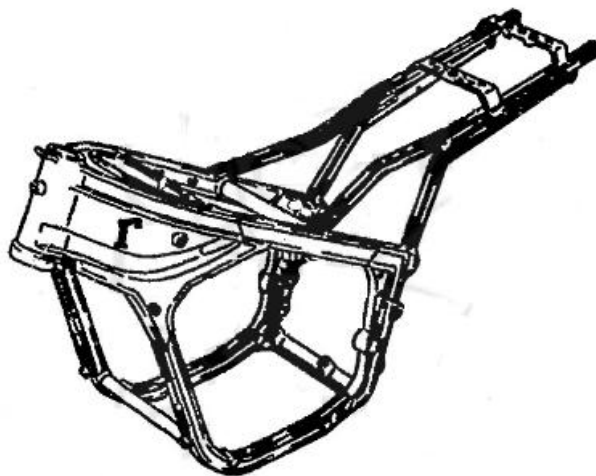
Jednoduchý uzavřený rám se vyznačuje mohutnější přední a lehčí zadní částí. Základ přední části tvoří hlava řízení s nalisovanými ložisky. K dolní části hlavy je přivařena trubka spojující přední část motoru, která vede dále pod motorem k závěsu čepu stupaček a k uložení zadní kyvné vidlice. K horní části hlavy řízení je přivařena trubka ohýbající se svisle nebo šikmo dolů a spojuje se s dolní trubkou, s níž tak tvoří uzavřený celek, pokud není celá přední část rámu vytvořena z jedné jediné trubky. Zadní část každého rámu je dvojitá z důvodu umístění zadního kola, které prochází mezi trubkami. U dříve vyráběných rámu se zadními kluzáky byly trubky vedeny k úchytům čepů zadního kola nebo k úchytům kluzáků. Dnešní rámy se zadní kyvnou vidlicí mají zadní část vodorovnou či mírně skloněnou a čímž tvoří úchyt blatníku.

Nejvíce namáhaná místa bývají v okolí spoje trubek, kde může docházet ke koncentraci napětí. Tato místa se tedy zesilují navařením různých rovných či tvarových výztuh ze stejného nebo podobného materiálu jako je rám. Nejvíce namáhaná bývá především hlava řízení, a proto se zde používají i mohutnější výztuhy. Všechny použité výztuhy zpevňují jak místa svaru, tak i konce trubek v jejich nejnamáhavějších částech. Podmínkou konstrukce všech výztuh je vhodné tvarování takovým způsobem, aby v žádném místě trubky nevznikaly koncentrace napětí.

Velkou nevýhodou jednoduchých trubkových rámu bývá zpravidla malá boční tuhost a nepříliš tuhé nebo úzké uchycení zadní kyvné vidlice. Uchycení kyvné



vidlice může být sice vytuženo různými výztuhami, ale i vlastní rámová trubka při značném namáhání na krut podléhá deformaci.



Obr. 8 Dvostrubkový rám Suzuki RG500 1986 (G) [19]

Dvojité rámy se skládají ze dvou trubek vepředu v horní i dolní části a jsou přivařeny k hlavě řízení. Tyto trubky jsou od sebe dostatečně vzdáleny pro získání velké prostorové tuhosti. Tento rám odstraňuje nevýhodu rámu jednoduchého a to tak, že umožňuje široké uložení jak motoru, tak i zadní kyvné vidlice. Pochopitelně tento rám vyžaduje použití většího množství materiálu, širší tunel v nádrži a složitější svařování tenkých trubek, především v místě hlavy řízení, a tudíž jeho nevýhodou je vyšší cena.

Rozdvojené rámy jsou dvojité vždy v místě uložení kyvné vidlice a někdy i v přední a spodní části, takže pouze pod nádrží je jednoduchá trubka.

Všechny tyto typy rámu se řadí do skupiny uzavřených rámu a nyní budou blíže popsány rámy otevřené.



Obr. 9 Otevřený páteřový rám Honda 919 [20]

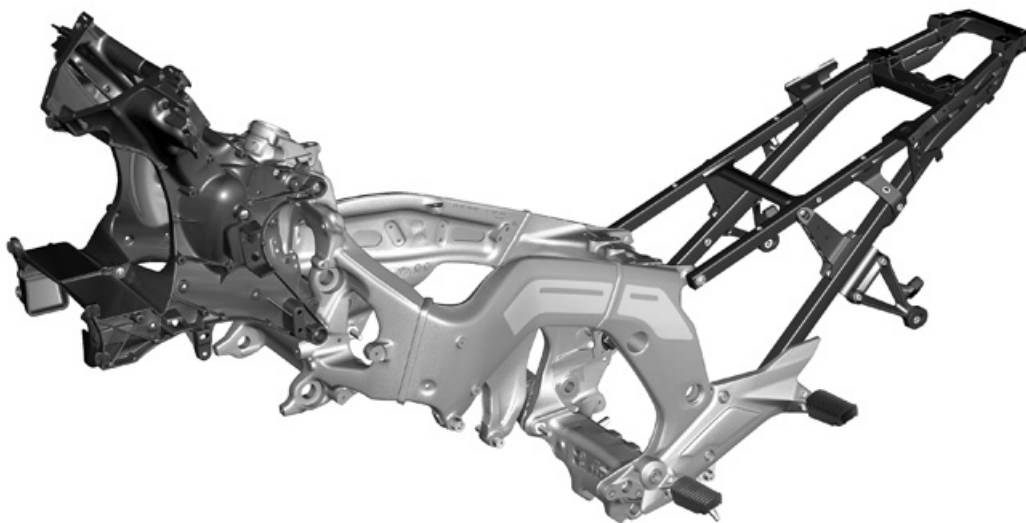
Otevřené rámy jsou výhodné především jednodušší montáží motoru do rámu z důvodu přerušení spodní části nosných trubek. Odlitek skříně motoru využívají jako nosnou část, ale při nekvalitním řešení konstrukce ztrácejí tuhost. Vyráběny mohou být ve všech výše uvedených typech. Výhodou je nižší cena a hmotnost.

Páteřové rámy jsou zvláštní skupinou otevřených trubkových rámu. Základem je větší profil kruhových, obdélníkových nebo oválných trubek, které jsou přivařeny k hlavě řízení, pokračují nad motorem až k horním závěsům zadních pružících jednotek.

#### **- Lisované rámy**

Lisované rámy našly uplatnění především v konstrukci lehkých motocyklů vyráběných velkosériově, a proto se vyplatí svařování elektrickým odporem a použití drahých nástrojů pro výrobu výlisků. Výhodou těchto rámu je volba různých profilů, které budou co nejlépe vyhovovat danému namáhání. Konstrukce lze přizpůsobit technologii jejich výroby, a proto se takto téměř výhradně vyrábí rámy páteřové.





Obr. 10 Lisovaný rám BMW K1600GT [21]

Základním prvkem lisovaného rámu je uzavřený tvarovaný nosný profil s mohutným výběžkem sloužící k zavěšení motoru, uložení zadní kyvné vidlice a stupaček a je zakončený v předu hlavou řízení a v zadu nosníky pro uchycení sedla, blatníku a horních ok pružících jednotek. Tento profil může být také doplněn o svařené trubky pro montáž přední části motoru a různých dílů karoserie.

#### **- Lité rámy**

Lité rámy jsou odlité z lehkých slitin a to buď celé a nebo pouze jejich některé části. Výhodou je nízká hmotnost a možnost volby libovolných tvarů a průřezů. Mezi nevýhody patří vysoká výrobní cena, obtížné svařování a omezená opravitelnost. Také tuhost a elasticita je velkým problémem při opravách zprohýbaného rámu. Protože hliník, a hlavně jeho vysokopevnostní legované slitiny, je málo elastický a vlivem pnutí při rovnání může materiál praskat.



Obr. 11 Litý rám Kawasaki ZX14 [22]

### **- Kombinované rámy**

Spojením trubkových a lisovaných ráků, mnohdy i s důležitým stavebním dílem vyrobeným jako odlitek či výkovek, vznikne rám kombinovaný. Výhodou je, že některá velmi namáhaná místa nejsou porušena svary a složitá členitá spojení jsou nahrazena právě tímto odlitkem, výkovkem či výliskem.

## ***2.2 Zavěšení předního kola***

Přední vidlice motocyklu spojuje přední kolo s rámem a zároveň musí umožňovat řízení vozidla a odpružení předního kola. Dnes je nejrozšířenějším způsobem pro uchycení, odpružení a vedení předního kola použití teleskopické vidlice nebo v některých případech vidlice vahadlové.

Různá konstrukční provedení předních vidlic mohou být:

- teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole a s nosnými trubkami spojenými s hlavou řízení
- teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na hlavě řízení a s nosnými trubkami spojenými s předním kolem (vidlice obráceného provedení „upside-down“)
- kyvná (vahadlová) vidlice se dvěma tlumiči odpružení
- pružinová vidlice s centrální pružící a tlumící jednotkou

- páková vidlice spojující výhody klasické teleskopické a kyvné vidlice
  - vidlice s otočným čepem (podobné uspořádání jako u předního kola automobilu)
- [3]

### **- Teleskopická vidlice**

Teleskopická vidlice je tvořena ze dvou nosných dutých trubek, které jsou spojeny horním a dolním nosníkem vidlice. Uvnitř těchto trubek jsou vinuté pružiny kombinované s hydraulickými tlumiči. Po těchto trubkách kloužou nahoru a dolů pohyblivé kluzáky. Přední kolo je uchyceno na jejich spodních koncích. Tyto vidlice tvoří uzavřený kompaktní celek, což se dá považovat za jejich výhodu. V důsledku kroucení bývají vybaveny stabilizátorem (spojení kluzáků nad předním kolem). Tuhost v bočním směru zabezpečuje přesné slícování sloupků a kluzáků, ale přináší s sebou nedostatky. Kluzák se s nosnou trubkou mnoho nepřekrývá, a tak dochází k výraznému namáhání ohybovým momentem hlavně při brzdění a průjezdu zatáčkou. Tyto nedostatky lze odstranit masivnější konstrukcí, ale na úkor větších neodpružených hmot. Nevýhodou těchto vidlic se stává konstrukčně podmíněné velké stlačování při brzdění, kdy dochází vlivem setrvačných sil k přitěžování právě přední vidlice. Výhodné je dlouhé propnutí, nenáročná údržba díky uzavřenosti, malá poruchovost a vysoká životnost.



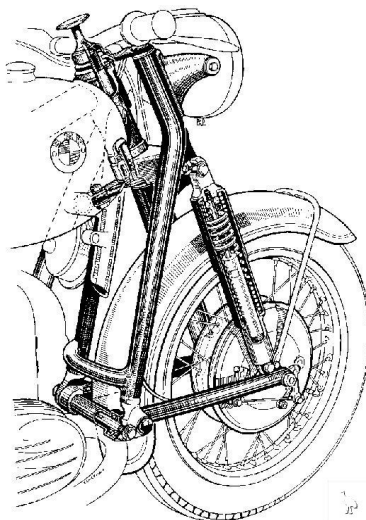
Obr. 12 Přední teleskopická vidlice [23]

### **- Obrácená teleskopická vidlice**

Většinu nevýhod teleskopické vidlice odstraňuje obrácená (upside-down, česky horní strana dole) teleskopická vidlice, a proto nastalo rychlé rozšíření u mnoha motocyklů převážně sportovního ladění. Vyznačuje se menšími neodpruženými hmotami a nižším stlačovacím efektem při brzdění tzn. menším předkláněním motocyklu.

### **- Kyvná vidlice (vahadlová)**

Kyvná vidlice užívá zcela odlišného systému. Nepohybuje se po přímce, ale koná pohyb po kružnici. Dnes se již téměř nepoužívají, kromě terénních sajdkár, kde vyniká její hlavní přednost, což je tuhost. Nevýhodou je značná změna rozvoru při propružení a značně omezená délka propružení. U moderních vahadlových vidlic se používá dlouhé provedení pák z důvodu většího propružení. Vahadlové páky zajišťují výborné vedení předního kola. Odpružení obstarávají dvě po stranách umístěné pružící jednotky. Oproti tomu je jejich výroba náročnější, a tudíž i dražší.



Obr. 13 Vahadlová přední vidlice BMW R69 1956 [24]

### **- Teleskopická páková vidlice**

Teleskopická páková vidlice vznikla z konstrukce vidlice vahadlové a teleskopické. Byla vyvinuta a používána firmou BMW pod názvem Telelever.

Teleskopická vidlice s nosnými trubkami je řešena mnohem menším průměrem a slouží zde pouze pro vedení a řízení předního kola. Horní konce nosných trubek jsou v otočném kulovém čepu spojeny s vidlicovým můstkem a uchyceny v přední části rámu. Kluzáky jsou přichyceny k podélnému ramenu. Tlumení a odpružení pohybu tohoto ramena vykonává centrální pružící jednotka. Řízení motocyklu je prováděno přes otočný kulový čep, který prakticky nevyžaduje žádnou údržbu stejně jako celý pákový mechanismus tohoto systému, což je velkou výhodou. Výhodou je také u tohoto provedení protiponořovací efekt při brzdění, vysoká odolnost proti namáhání, nízká hmotnost, malá změna rozvoru při propružení a podílí se na lepší aktivní bezpečnosti. Nevýhodná je maximální výška zdvihu. Hodnota nad 200 mm už bývá velice problematická vzhledem ke kinematice této konstrukce, a proto se nepoužívá u terénních motocyklů.



Obr. 14 Teleskopická páková přední vidlice BMW [25]

### **2.3 Zavěšení zadního kola**

Zavěšení zadního kola je řešeno zadní vidlicí. Ta slouží k vedení a uchycení zadního kola na rám a může být odpružena konvenčním způsobem a to dvěma postraními pružícími jednotkami a nebo pouze jednou centrální pružící jednotkou.

Tyto vidlice konají částečný pohyb a to po kružnici, proto nesou název zadní kyvné vidlice. Jiné druhy zadních vidlic se dnes již nepoužívají.

Zadní kyvné vidlice můžeme rozdělit do několika skupin a to:

- konvenční dvouramenná vidlice
- konzolová vidlice
- jednoramenná vidlice
- vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružicí jednotkou [3]

### **- Konvenční dvouramenná vidlice**

Jedná se o nejrozšířenější typ zadních vidlic. Je vyrobena ze dvou ramen, která jsou odpružena dvěma šikmo uchycenými postraními pružicími jednotkami k rámu. Pokud jsou motocykly osazeny kardanovým hřídelem pro přenos hnací síly na zadní kolo, je jedno rameno vidlice využito jako skříň. Při použití řetězového sekundárního převodu jsou konce ramen osazeny napínáky řetězu.



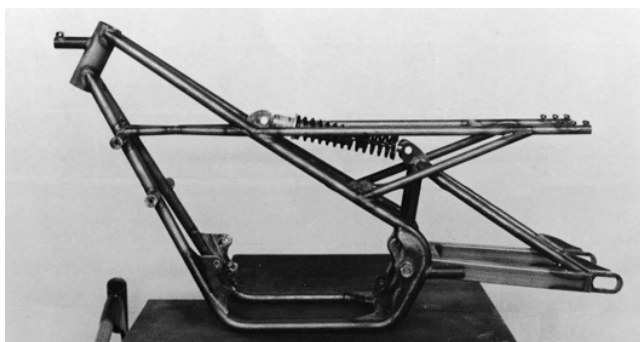
Obr. 15 Dvouramenná zadní kyvná vidlice s postraními pružicími jednotkami  
motocyklu JAWA 650 classic [7]

Mezi nepříznivé účinky patří kroucení vidlice vlivem rozdílné účinnosti levé a pravé pružicí jednotky při nestejném zahřátí oleje v tlumiči a opotřebení. Z tohoto důvodu přichází myšlenka centrálního odpružení pomocí jedné centrální pružicí jednotky.



### **- Konzolová vidlice**

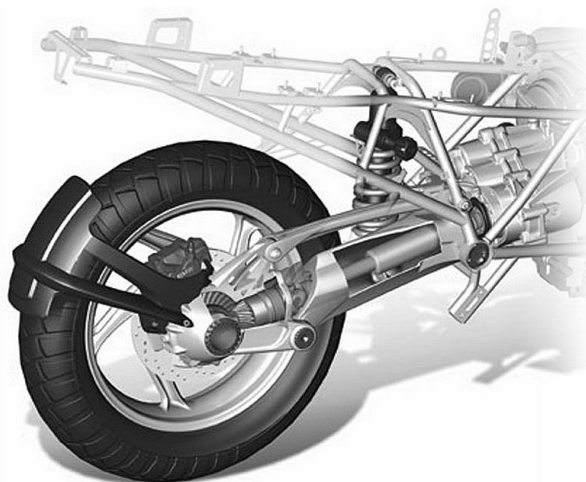
S tímto systémem přišla poprvé u terénních motocyklů firma Yamaha – systém Cantilever (konzola). Jedná se převážně o ocelovou trubkovou konstrukci s dvěma rameny. V horní nastavbě je přichycena centrální pružicí jednotka k rámu. Nevýhodou je větší prostorová zástavba kvůli nastavbě pro pružicí jednotku. Výhodou je větší míra propružení.



Obr. 16 Konzolová zadní kyvná vidlice Cantilever [26]

### **- Jednoramenná vidlice**

Je nutno, aby konstrukce jednoramenné kyvné vidlice byla robustní, aby mohla zachytit všechny síly působící na motocykl během jeho provozu. Odpružení se většinou realizuje konvenčním způsobem za použití jedné pružicí jednotky. Výhodné je zde snížení hmotnosti a dále jednodušší montáž a demontáž zadního kola. Nevýhodou může být složitější konstrukce.



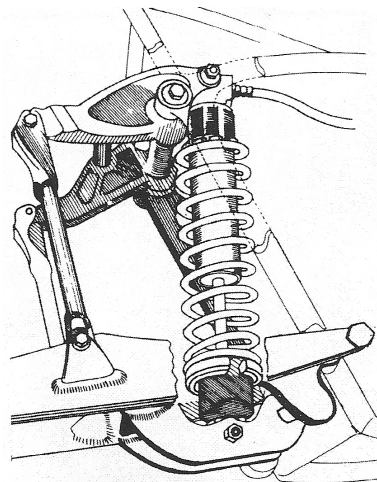
Obr. 17 Jednoramenná zadní kyvné vidlice BMW [25]

### - Vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružicí jednotkou

Na základě požadavků na větší míry propružení zadní kyvné vidlice a lepší progresivitu odpružení, přišla firma Kawasaki jako první s pákovým mechanismem odpružení a centrální pružicí jednotkou pod názvem Uni Trak. Výhodou této konstrukce je právě zmíněná progresivita. Při malých výchylkách zadní kyvné vidlice dochází k malému stlačování pružicí jednotky, a proto systém pracuje měkce, což dobře využijeme při přejezdu menších a četných nerovností. Při větším propružení (např. větší skok zadního kola) dochází k většímu a rychlejšímu stlačení pružicí jednotky, a tím se zvyšuje tlumicí sílu, tudíž tvrdost odpružení. Další velkou výhodou je velké propružení, čehož se využívá u terénních motocyklů se zdvihem kola nad 300 mm. V současné době se tento systém běžně používá i u většiny typů motocyklů.

Tyto systémy vyrábí větší množství výrobců v různých provedeních a to:

- Kawasaki – Uni Trak
- Honda - Pro Link
- Yamaha – Mono Cross
- Suzuki – Full Floater
- Gilera – Mono Power Drive
- Maico – Zeta Link [3]



Obr. 18 Systém Full Floater – Suzuki  
[28]



Obr. 19 Systém Uni Trak - Kawasaki  
[27]



## 2.4 Řízení

Další důležitou konstrukční skupinou v problematice podvozků je řízení motocyklu. Musí umožnit snadné, kontrolované a hlavně bezpečné projíždění zatáček a další různé změny směru jízdy s minimálním úsilím jezdce. Motocykl by měl přiměřeně odpovídat na různé vlivy, které by ho vyvedly z rovnovážné polohy (náhlá změna poloměru zatáčky, změna polohy jezdce tedy změna těžiště a různé výkyvy jak podélné, tak i příčné) a poté by mělo dojít k samočinné stabilizaci.

Podle konstrukce řízení můžeme rozlišit dva druhy a to řízení s hřídelem uloženým v hlavě rámu a řízení s otočným čepem uloženým v předním kole (Ackermanovo řízení).



Obr. 20 Řízení s hřídelem uloženým v hlavě rámu [20]



Obr. 21 Bimota Tesi 3D - řízení s otočným čepem [27]

## 2.5 Odpružení

Odpružení vozidel obecně přispívá k mnohem lepší stabilitě při jízdě, značně snižuje namáhání podvozku a zlepšuje jízdní komfort. Pro dobré vedení musí kola neustále kopírovat povrch vozovky a nesmí dojít k odskočení nebo výraznému odlehčení. U vozidel se klade velký důraz na co nejmenší odpružené hmoty.

U motocyklů se pro odpružení předních a zadních vidlic užívá převážně pružících a tlumících jednotek, které jsou zkonstruovány do kompaktního celku. Na nerovnosti reagují pružiny akumulací deformační práce a to různou rychlostí dle charakteru dané nerovnosti. Jelikož všechny pružně uložené hmoty jsou schopny kmitat, musí být utlumeny použitím tlumičů. Charakteristika pružin se s výhodou volí progresivní a to buď změnou stoupání závitu vinuté pružiny, a nebo použitím již výše uvedeným pákovým mechanismem odpružení. Tlumiče nesmí ovlivňovat charakteristiku pružin, avšak je potřeba, aby rychlost pohybu klesla v co nejkratší době, nejlépe po první výchylce a musí jeho funkce záviset na rychlosti.



Obr. 22 Centrální pružící jednotka  
Bitubo [30]



Obr. 23 Postranní pružící jednotky  
Bitubo [30]

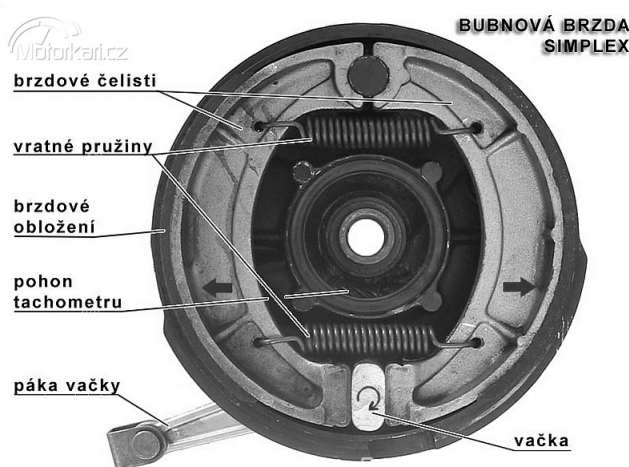
## 2.6 Brzdový systém

Brzdění obecně má za úkol zpomalit a nebo zcela zastavit jedoucí vozidlo a to bezpečně bez zablokování kol z důvodu udržení ovladatelnosti. Brzdy využívají principu tření pohyblivých členů o členy nepohyblivé.

Brzdy můžeme roztrždit dle způsobu ovládání na kapalinové nebo mechanické. Podle tvaru brzdících prvků rozlišujeme bubnové (čelistové) nebo kotoučové brzdy.

### - Bubnové brzdy

Bubnové brzdy jsou ovládané mechanicky. Přestože se mohou působit zastarale, pořád mají určité výhody nad modernějšími kotoučovými brzdami. Vzhledem ke své uzavřené konstrukci nedochází ke znečišťování a vniku vody, a tak neztrácejí svoji účinnost účinkem těchto vlivů. Další výhodou je rychlá reakce na podnět jezdce.



Obr. 24 Bubnová brzda typu simplex [31]

### - Kotoučové brzdy

Kotoučové brzdy bývají převážně ovládané hydraulicky, ale můžeme se setkat s případy ovládání mechanicky a to lankem či táhlem. Oproti bubnovým brzdám je jejich výhoda naopak v otevřené konstrukci a to v odolnosti proti tepelnému namáhání. Jsou málo citlivé na tepelnou roztažnost jednotlivých součástí. Avšak nevýhodou je přímý kontakt s nečistotami a hlavně vodou za deště. Další nevýhodou

je vznik klopného momentu při brzdění přední brzdou z důvodu uchycení brzdového třmenu přímo na jednu stranu vidlice při použití jednoho brzdového kotouče.

U motocyklů se používají brzdy jedno nebo dvoukotoučové a to:

- s pevným brzdovým třmenem (se dvěma až šesti brzdovými pístky) a se stále častěji používaným plovoucím brzdovým kotoučem
- s plovoucím brzdovým třmenem (s jedním nebo dvěma brzdovými pístky)
- s výkyvným brzdovým třmenem (s jedním brzdovým pístkem)
- s otočným brzdovým třmenem (s jedním brzdovým pístkem) [3]



Obr. 25 Kotoučová brzda - Brembo [31]

## **2.7 Kolo s pneumatikou**

Kolo společně s pneumatikou tvoří spojovací člen mezi motocyklem a vozovkou. Jejich hlavní úloha je přenos hmotností posádky, zavazadel, celého motocyklu ale i hnací a brzdné síly. V neposlední řadě také hrají významnou roli v tlumící a pružící soustavě z hlediska pohodlí a jízdní bezpečnosti. Motocyklové kolo se skládá z pneumatiky a vlastního kola s ráfkem.

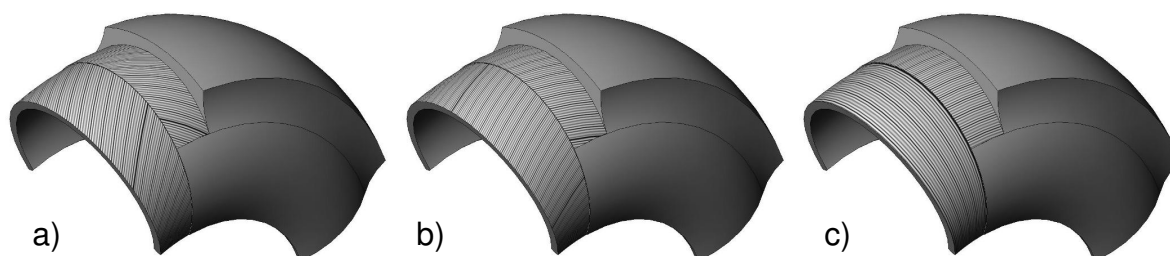
### **- Pneumatiky**

Pneumatikou chápeme plášť s duší či bezdušovým ventilem, který je připevněn k ráfku kola a naplněn stlačeným vzduchem. Skládá se z kostry (vločky vrstvené

tkaniny), obvodové výztuhy (ocelové dráty), bočních stěn (elastický, ale nosný prvek, pružící a tlumící funkce) a běhounu s kordem (svrchní vrstva se vzorkem, zajišťuje kontakt pneumatiky s vozovkou).

Můžeme se setkat se třemi druhy konstrukcí pneumatik. Jsou to pneumatiky diagonální, semiradiální a radiální. Diagonální pneumatiky se vyznačují pevnou konstrukcí a silnými bočnicemi. Semiradiální pneumatiky (smíšené) vychází z konstrukce diagonální. Mají výrazně zpevněnou konstrukci pod dezénem z důvodu větší životnosti. Radiální pneumatiky mají větší stabilitu a jsou vhodné pro vyšší rychlosti. Jejich menší tloušťka bočnice umožňuje mnohem lepší chlazení a tudíž i dosažení vyšších rychlostí.

Výhodou radiálních pneumatik oproti pneumatikám diagonálním je výborné boční vedení, směrová a tvarová stabilita i při vysokých rychlostech, lepší přilnavost k vozovce i za mokra, vyšší životnost a nosnost při stejném huštění, menší vnitřní deformace a díky tomu i menší vzniklé teplo, lepší přenos brzdných sil i při náklonu v zatáčce, menší valivý odpor, menší hmotnost a tudíž i menší neodpružená hmota.



Obr. 26 a) diagonální pneumatika, b) semiradiální pneumatika, c) radiální pneumatika [32]

## - Kola

Motocyklová kola se skládají z ráfku, hlavy a paprsků. Hlava kola ve většině případů tvoří brzdový buben a nebo je k ní připevněn brzdový kotouč. Je-li kolo hnané, hlava kola je spojena s řetězovým či ozubeným kolem sekundárního převodu. Kolo motocyklu musí mít co nejmenší hmotnost, vysokou tvarovou pevnost a musí dovolit jednoduchou montáž. Skládá se z nosné střední části, hlavy kola a ráfku. Podle konstrukce je můžeme rozdělit na drátěná, montovaná a litá.



Litá kola se vyrábějí z hliníkových nebo hořčíkových slitin. Střed kola je zde spojen pomocí paprsků s ráfkem v jeden tuhý celek. Velké množství výrobců těchto kol nabízí široký výběr různých konstrukcí paprsků. Výhodou je vysoká tuhost, možnost přesného vyvážení po celou životnost kola, nenáročná údržba a nízká hmotnost, i když to nemusí vždy platit v porovnání s moderním drátovým kolem. Nevýhodou je však nízká odolnost proti tvrdým nárazům, což ve většině případů při poškození vede k výměně tohoto kola.



Obr. 27 Lité přední kolo [31]



Obr. 28 Drátové přední kolo [15]

Montovaná kola se dnes používají spíše jen výjimečně. Jsou složena z těžkých ocelových, ale pevných a lehkých hliníkových dílů. Výhodou je dobré držení tvaru i při vysokých rychlostech a nízká hmotnost proti litým kolům. Spojení jednotlivých součástí bývá provedeno šroubovým či nýtovým spojem.

Drátová kola nebo také vyplétaná kola jsou výhodná hlavně u větších průměrů ráfku, kde vyniká velmi nízká hmotnost paprsků z ocelového patentovaného drátu. Ráfky se vyrábí z ocelových hlubokotažných plechů nebo duralových tažených profilů, které se po stočení svařují. Hlava kola se převážně vyrábí z hliníkových nebo někdy z hořčíkových slitin. Konstrukce drátových kol je jednoduchá, ale dostatečně pevná a elastická s nízkou citlivostí na boční vítr. Díky menšímu gyrokopickému účinku jsou lépe ovladatelná.

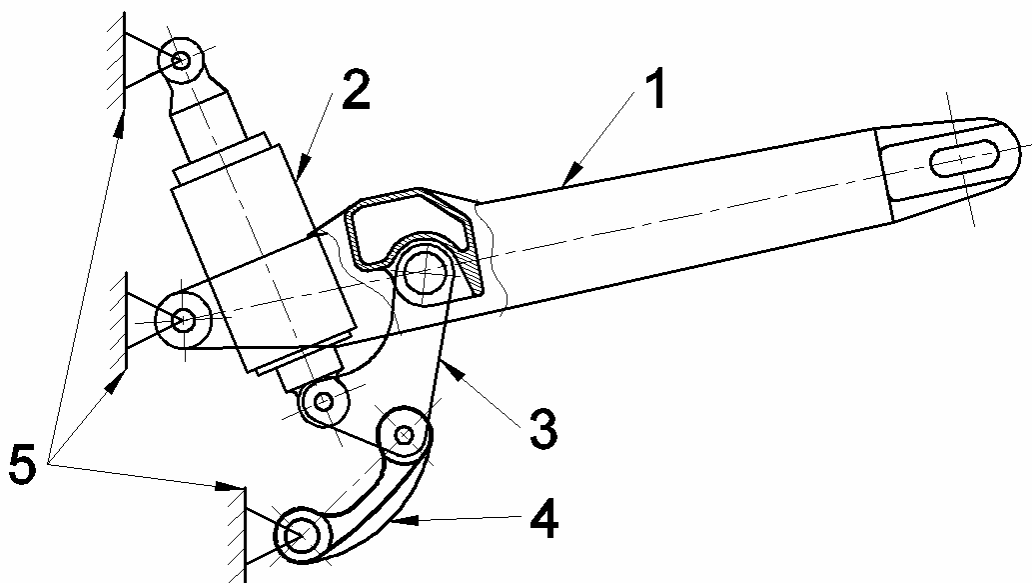
### 3 ROZBOR NAMÁHÁNÍ [1], [2], [3], [5]

Tato část práce se zabývá silovým rozbořem a namáháním zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení při různých extrémních jízdních stavech. Předpokládá se, že tyto stavy mohou během celé doby provozování nastat a motocykl je musí vydržet bez jakékoli poruchy.



Obr. 29 Zadní kyvná vidlice s pákovým mechanismem odpružení a centrální pružicí a tlumící jednotkou

Zadní vidlici dovoluje kyvný pohyb okolo osy uložení centrální pružicí a tlumící jednotka přichycena svoji horní částí k rámu motocyklu a druhým koncem k pákovému mechanismu, přes který je převáděno pružení a tlumení vidlice. Tento mechanismus tvoří dvě odlišné páky a je připojen k mostu vidlice jedním členem a druhým členem je spojen s rámem (Obr. 30). Všechny spoje těchto součástí jsou provedeny šroubovým spojem a uloženy v jehlových ložiskách.



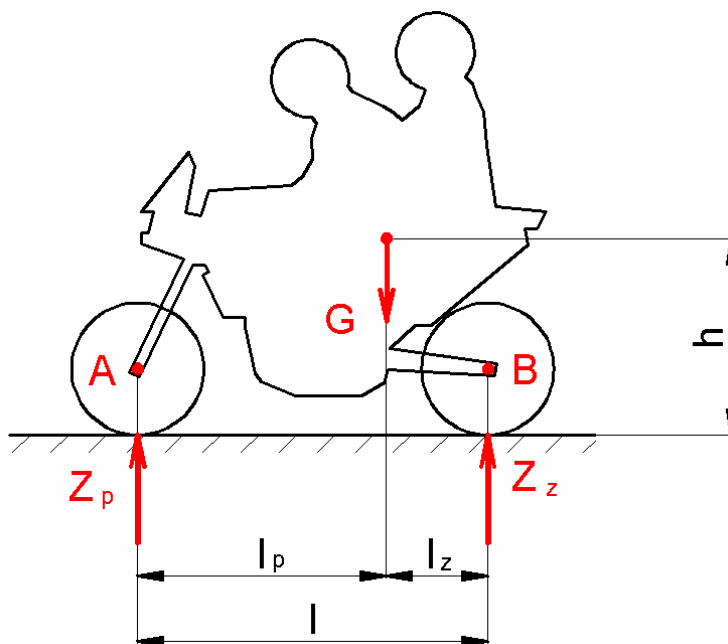
Obr. 30 Schéma zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení.  
Zadní kyvná vidlice (1), centrální pružící jednotka (2), páka 1 (3), páka 2 (4), rám (5)

Výpočet namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení pro všechny zvolené extrémní jízdní stavy vychází z plně zatíženého motocyklu ( $m = 409 \text{ kg}$ ), tj. z pohotovostní hmotnosti motocyklu, hmotnosti jezdce a spolujezdce a hmotnosti zavazadel – viz Příloha 2. Jedná se především o jízdu po nerovném terénu, akceleraci, brzdění, průjezd zatáčkou a maximální propružení pružící jednotky. Tyto jízdní stavy budou v následujících podkapitolách rozebrány samostatně.

Ze zadaných údajů byly vypočteny základní silové a geometrické hodnoty v klidovém stavu motocyklu, které poslouží pro výpočet výše uvedených jízdních stavů a namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení – viz Příloha 1 a 2.

Statické radiální reakce vozovky na kola jsou dle Přílohy 2 na přední kolo  $Z_p = 1383,21 \text{ N}$  a na kolo zadní  $Z_z = 2629,08 \text{ N}$ . Součtem těchto hodnot dostaneme celkovou tíhu motocyklu včetně posádky  $G = 4012,29 \text{ N}$ .





Obr. 31 Základní geometrie motocyklu a síly statického zatížení [6]

Dle obr. 31 byla sestavena momentová rovnováha k bodu B

$$\sum M_{iB} = 0 \quad Z_p \cdot l - G \cdot l_z = 0. \quad (1)$$

Z této rovnice byla vypočtena vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$$l_z = \frac{Z_p}{G} \cdot l = \frac{1383,21}{4012,29} \cdot 1,493 = 0,5147 \text{ m}. \quad (2)$$

Z rovnice geometrie motocyklu

$$l = l_p + l_z, \quad (3)$$

byla vypočtena vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$l_p = l - l_z = 1,493 - 0,5147 = 0,9783 \text{ m}. \quad (4)$$

Výška těžiště plně zatíženého motocyklu byla určena z rozložení hmotností motocyklu – Příloha 2.

$$h = \frac{\sum F_{iy} \cdot y}{G} = 0,8062 \text{ m} \quad (5)$$

### **3.1 Jízda motocyklu po nerovném terénu [1], [8]**

Jízda po nerovném terénu a zjištění sil působících na motocykl vyžaduje provedení jízdní zkoušky a ani poté nelze přesně říci, zda-li lze zkoušku považovat za správnou, neboť se při provozu můžeme setkat s mnoha nepředvídatelnými druhy nerovností. Jedná se o dynamické namáhání nejen zadní kyvné vidlice ale i celého rámu a motocyklu jako celku, které vzniká kinematickým buzením od nerovností vozovky. Má významný vliv na životnost motocyklu a jeho jednotlivé součásti, protože může dojít k únavovému lomu v kritických místech motocyklu jako jsou např. svary. Výpočet namáhání v praxi vychází z ustálených rovnovážných stavů.

Po experimentálních testech a životnostních zkouškách provedených na dříve vyrobených i současných typech motocyklů na zkušebně firmy JAWA Moto spol. s r.o. byla tato zkouška nahrazena pouze jednoduchým, ale dostatečným výpočtem. Tento výpočet vychází ze statické reakce na zadní kolo plně naloženého motocyklu vynásobené koeficientem dynamického přetížení  $D = 3$ . Velikost tohoto koeficientu včetně vyhovující bezpečnosti byla ověřena tenzometrickým měřením jak na zkušebních stolicích tak i v reálném provozu přímo na daném typu motocyklu.

Radiální statická reakce vozovky na zadní kolo vynásobená koeficientem dynamického přetížení je tedy  $Z_z = 7887 \text{ N}$ .

### **3.2 Akcelerace motocyklu**

Výpočet namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu při akceleraci vychází z plně zatíženého motocyklu a z maximální možné obvodové síly na kole, kterou lze přenést vlivem přilnavosti pneumatiky na vozovku. Tato síla je tedy závislá na adhezním součiniteli a na radiální reakci vozovky na zadní kolo.

Při akceleraci motocyklu působí proti směru jízdy setrvačná síla tzv. odpor setrvačnosti. Tento odpor je kladný, pokud motocykl zrychluje a naopak záporný při zpomaleném pohybu. Zrychlením motocyklu urychlujeme nejen posuvné hmoty, ale i hmoty veškerých rotačních částí motoru, převodového ústrojí a kol. Pro výpočet bude uvažována pouze hmotnost plně zatíženého motocyklu. Momenty setrvačnosti

rotujících částí motoru, převodového ústrojí a kol jsou nepatrné a pro jednoduchost výpočtu nebudou v tomto případě uvažovány [4].

Na motocykl působí také i odpor vzduchu, který lze v tomto případě zanedbat a v praxi se i běžně zanedbává, protože pro maximální možné zrychlení musí být zařazen první rychlostní stupeň pro dosažení maximálního kroutícího momentu. Motocykl může tak jet pouze nízkou rychlostí, a proto má odpor vzduchu zanedbatelný vliv.

Odpor valení nám snižuje maximální možné dosažitelné zrychlení a rychlost a tudíž nám na motocykl působí i menší síly. Pro dimenzování kyvné vidlice a celého pákového mechanismu musíme ale brát v úvahu i extrémní případy, které zřídka kdy nastanou a nebo k nim za celou dobu provozování nikdy nedojde. Z tohoto důvodu se odpor valení v praxi běžně zanedbává, neboli můžeme říci, že součinitel valivého odporu je roven nule.

Je třeba také určit, zda-li dojde dříve k nadzvednutí předního kola (ztráta styku předního kola s vozovkou) nebo k prokluzu kola zadního (ztráta adheze na zadním kole). Tento stav zjistíme výpočtem maximálního možného zrychlení motocyklu, přičemž se nezabýváme otázkou, zda-li instalovaný motor disponuje takovým výkonem, který by toto zrychlení umožnil.

Síla přivedená na zadní kolo motocyklu určená z rovnic rovnováhy ve směru osy x (při zanedbání valivých odporů a odporu vzduchu) dle Obr. (32)

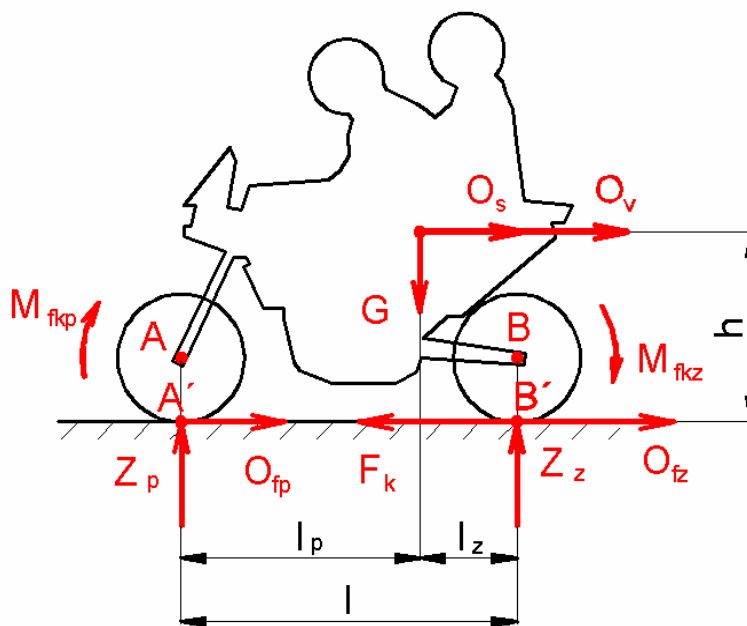
$$F_k = O_s = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (6)$$

musí být v rovnováze s maximální možnou silou, kterou lze přenést pneumatikou na vozovku

$$F_k = \mu \cdot Z_z \quad (7)$$

Tudíž můžeme psát

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot Z_z \quad (8)$$



Obr. 32 Síly působící na motocykl při akceleraci [6]

Radiální reakci vozovky na zadní kolo vypočteme z momentové rovnováhy motocyklu k bodu A' dle Obr. (32), kterou dosadíme do rovnice (8) a vyjádříme maximální možné zrychlení na mezi adheze

$$a = -\frac{\mu \cdot g \cdot l_p}{l - \mu \cdot h} = 14 \text{ ms}^{-2}. \quad (9)$$

Výpočet velikosti zrychlení pro případ nadzvednutí předního kola vychází z radiální reakce vozovky na přední kolo, kterou poté položíme rovnu nule (ztráta styku předního kola s vozovkou). Tuto reakci určíme z momentové rovnováhy motocyklu k bodu B' dle Obr. (32)

$$Z_p = \frac{G \cdot l_z - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} = 0 \quad (10)$$

a poté vypočteme zrychlení motocyklu

$$a = \frac{G \cdot l_z}{h} = 6,26 \text{ ms}^{-2} \quad (11)$$

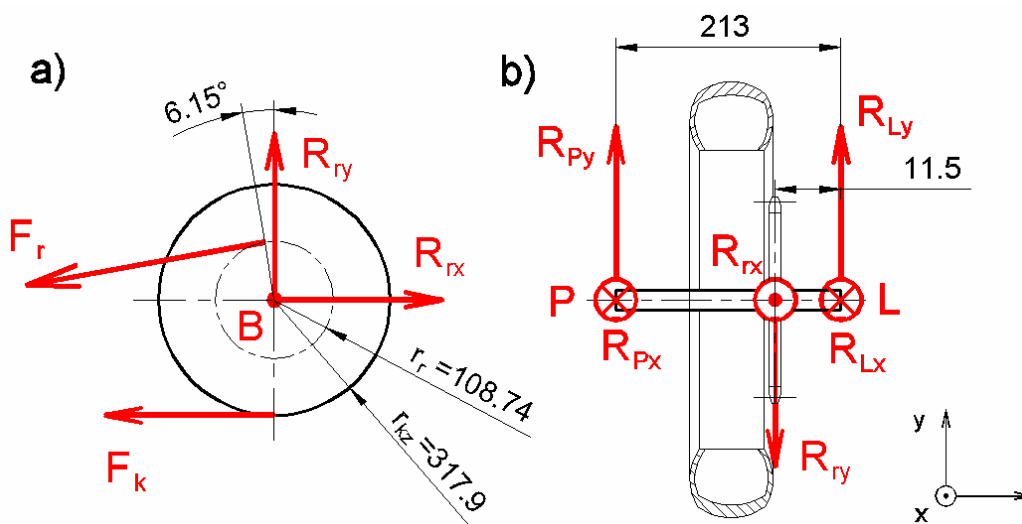
Pokud porovnáme vypočtená zrychlení motocyklu při začátku prokluzu zadního kola s počátkem nadzvednutí kola předního, vidíme, že pro nadzvednutí předního

kola je potřeba menšího zrychlení než pro prokluz kola zadního. Z toho vyplývá, že ztráta styku předního kola předchází ztrátu adheze na zadním kole, a tudíž k prokluzu zadního kola nedojde, pokud budou platit všechny předpoklady pro tento jízdní stav (velikost součinitele přilnavosti pneumatiky k vozovce, poloha těžiště a tíha motocyklu). Z tohoto důvodu bude výpočet všech působících sil při akceleraci motocyklu vycházet z velikosti zrychlení  $a = 6,26 \text{ ms}^{-2}$  pro případ nadzvednutí předního kola. Pro tento případ je veškerá tíha motocyklu přenášena pouze na zadní kolo, tedy můžeme psát velikost radiální reakce vozovky na zadní kolo  $Z_z = 4012,29 \text{ N}$ .

Zadní náprava a kyvná vidlice motocyklu je také značně namáhána při akceleraci hnací silou řetězu sekundárního převodu. Výpočet těchto zatěžujících sil vychází ze síly přivedené na zadní kolo  $F_k = 2562 \text{ N}$ , která byla vypočtena z rovnice (6). Z momentové rovnováhy k bodu B dle Obr. 33 a) byla vypočtena velikost síly v řetězu

$$F_r = \frac{F_k \cdot r_{kz}}{r_r} = 7489 \text{ N} \quad (12)$$

a z rovnic rovnováhy v osách x a y reakce na zadní nápravu od síly v řetězu  $R_r = 10039,2 \text{ N}$ .



Obr. 33 Síla v řetězu a reakce od této síly na zadní nápravu a levou a pravou stranu zadní vidlice

Podle Obr. 33 b) byly sestaveny rovnice rovnováhy a z nich vypočteny výsledné reakce na pravou  $R_P = 542 \text{ N}$  a levou  $R_L = 9497,2 \text{ N}$  stranu vidlice.

Poznámka: Kompletní výpočet akcelerace motocyklu a sil při ní působících na zadní kyvnou vidlici je uveden v Příloze 4.

### **3.3 Brzdění motocyklu**

Výpočet namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu při brzdění vychází opět z plně zatíženého motocyklu a z maximálních možných brzdných sil na kolech, které lze přenést vlivem přilnavosti pneumatiky na vozovku. Tyto síly jsou tedy závislé na adhezním součiniteli a na radiálních reakcích vozovky na kola.

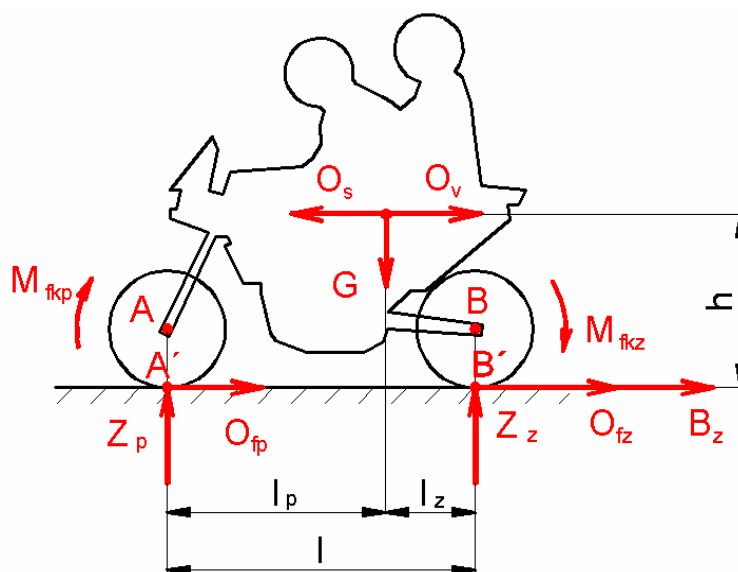
Při brzdění motocyklu bereme v úvahu nejnepříznivější stav pro namáhání zadní vidlice. Pro výpočet tedy budeme uvažovat brzdění pouze zadní brzdou. Veškerá brzdná síla je přenášena přes brzdový třmen na držák zadní brzdy a dále na čep brzdy přivařený na rameni vidlice.

Ve směru jízdy motocyklu z důvodu zpomaleného pohybu působí setrvačná síla tzv. odpor setrvačnosti. Momenty setrvačnosti rotujících částí motoru, převodového ústrojí a kol nebudou pro jednoduchost výpočtu opět uvažovány.

Ani při tomto jízdním stavu pro zjednodušení nebudeme uvažovat odpor vzduchu a odpor valení. Tyto odpory nám způsobují větší zpomalení motocyklu. To má za následek větší odlehčení zadní nápravy, tudíž můžeme zadním kolem přenést menší brzdnou sílu. Zadní kyvná vidlice a záchytný čep brzdy jsou tak namáhány menšími silami, což pro nás není zcela ten nejnepříznivější stav vhodný pro kontrolu pevnosti a tuhosti vidlice.

Podle Obr. 4 byla sestavena silová rovnováha ve směru osy x (při zanedbání odporu vzduchu a valivých odporů) a z ní určena velikost brzdné síly

$$B_z = O_s = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a. \quad (13)$$



Obr. 34 Síly působící na motocykl při brzdění [6]

Tato síla musí být v rovnováze s maximální možnou brzdou silou, kterou lze přenést pneumatikou na vozovku vlivem adheze

$$B_z = \mu \cdot Z_z, \quad (14)$$

tudíž můžeme psát

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot Z_z \quad (15)$$

Radiální reakci vozovky na zadní kolo vypočteme z momentové rovnováhy motocyklu k bodu A' dle Obr. (34), kterou dosadíme do rovnice (15) a vyjádříme maximální možné zpomalení na mezi adheze (na hranici smyku)

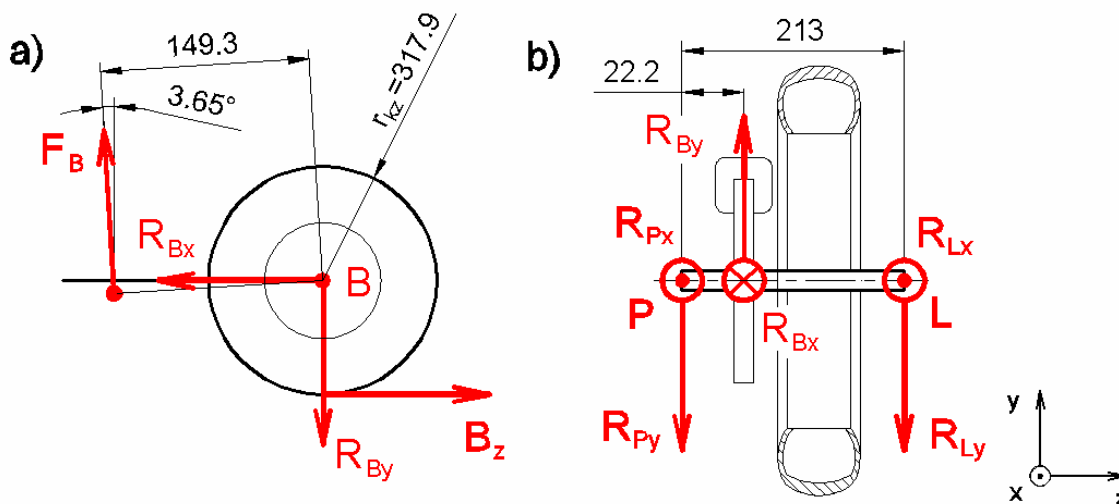
$$a = \frac{\mu \cdot g \cdot l_p}{l + \mu \cdot h} = 4,17 \text{ ms}^{-2}. \quad (16)$$

Z této hodnoty dostaneme velikost zatížení zadní nápravy po odlehčení vlivem setrvačných sil

$$Z_z = \frac{G \cdot l_p - \frac{G}{g} \cdot h \cdot a}{l} = 1707,2 \text{ N}. \quad (17)$$

Zadní náprava a kyvná vidlice motocyklu je také značně namáhána při brzdění brzdou silou zachycenou na záchytném čepu na pravé straně vidlice. Výpočet

těchto zatěžujících sil vychází z brzdné síly na zadním kole  $B_z = 1707,2 \text{ N}$ , která byla vypočtena z rovnice (14).



Obr. 35 Brzdná síla na záchytný čep a reakce od této síly na zadní nápravu a levou a pravou stranu zadní vidlice

Z momentové rovnováhy k bodu B dle Obr. 35 a) byla vypočtena velikost brzdné síly zachycené čepem na vidlici

$$F_B = B_z \cdot \frac{r_{kz}}{0,1493} = 3635,1 \text{ N} \quad (18)$$

a z rovnic rovnováhy v osách x a y dostaneme velikost reakce z brzdového kotouče na zadní nápravu  $R_B = 3916,4 \text{ N}$ .

Podle Obr. 35 b) byly sestaveny rovnice rovnováhy a z nich vypočteny výsledné reakce na pravou  $R_P = 3508,2 \text{ N}$  a levou  $R_L = 408,2 \text{ N}$  stranu vidlice.

Poznámka: Kompletní výpočet brzdění motocyklu a sil při něm působících na zadní kyvnou vidlici je uveden v Příloze 5.

### 3.4 Průjezd motocyklu zatáčkou [2], [4]

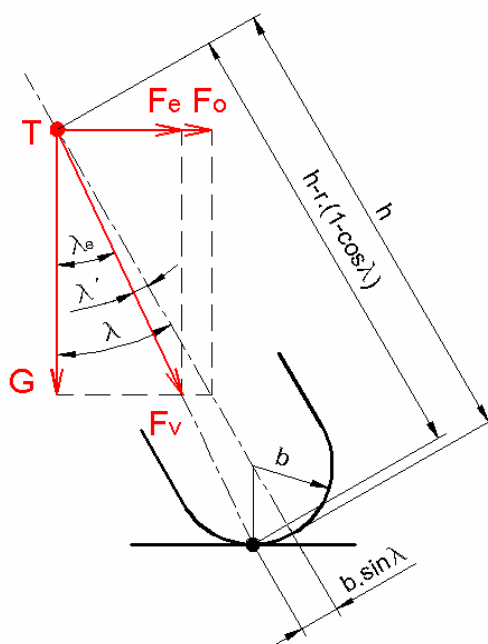
Pokud motocykl projíždí zatáčkou, působí na něj navíc ještě odstředivá síla. Tato síla směřuje ven ze zatáčky a má schopnost vyklonit motocykl v tomto směru. Pro dosažení rovnováhy musí být motocykl sklopen pod úhlem  $\lambda$  tak, aby výslednice  $F_v$  vektorového součtu tíhové síly  $G$  a odstředivé síly  $F_o$  (tyto síly působí v těžišti)



procházela spojnicí stykových bodů přední a zadní pneumatiky s vozovkou, nikoli osou motocyklu (Obr. 37). Stykové body pneumatik s vozovkou se při naklápění přemísťují od osy stroje směrem do středu zatáčky. Tuto odchylku způsobuje šířka a zaoblení pneumatiky. Díky této skutečnosti dostaneme zmenšení efektivního úhlu náklonu motocyklu  $\lambda_e$  (Obr. 36).

$$\lambda_e = \arctg(\mu) - \arctg\left[\frac{b \cdot \sin(\lambda)}{h - b \cdot (1 - \cos(\lambda))}\right] \quad (19)$$

O správné velikosti náklonu motocyklu nerozhoduje sklon jeho osy, ale pouze poloha společného těžiště posádky a stroje. To znamená, že správného náklonu může být dosaženo i vykloněním jezdce směrem dovnitř nebo ven ze zatáčky. Pro výpočet bylo uvažováno symetrického osazení motocyklu nejen pro zjednodušení, ale i pro obtížnost vyklánění jezdce či spolujezdce při jízdě dvoučlenné posádky.



Obr. 36 Vliv šířky pneumatiky a jejího zaoblení na náklon motocyklu [2]

Odstředivá síla musí být v rovnováze s boční adhezní silou. Po sestavení rovnováhy sil odstředivých, tíhových sil, sil ve styku pneumatik s vozovkou a bočních adhezních sil pneumatik dostaneme popis ustálené jízdy motocyklu po kruhové dráze (Obr. 37). Tyto síly vychází z plně zatíženého motocyklu, rychlosti průjezdu zatáčkou a jejím poloměru.

Dle Obr. 37 byly sestaveny rovnice rovnováhy pro ustálený průjezd zatáčkou

$$\sum F_{ix} : F_e = F_a \quad (19)$$

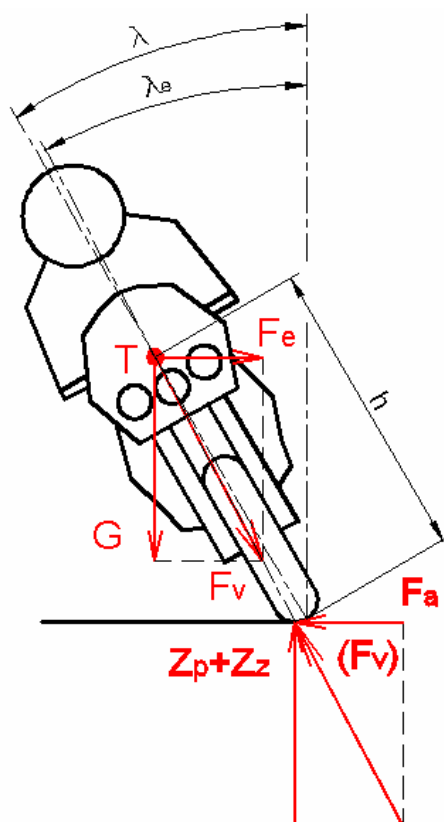
$$\sum F_{iy} : G = Z_p + Z_z \quad (20)$$

Do rovnice (19) bylo dosazeno vyjádření efektivní odstředivé síly

$$F_e = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \quad (21)$$

boční adhezční síly

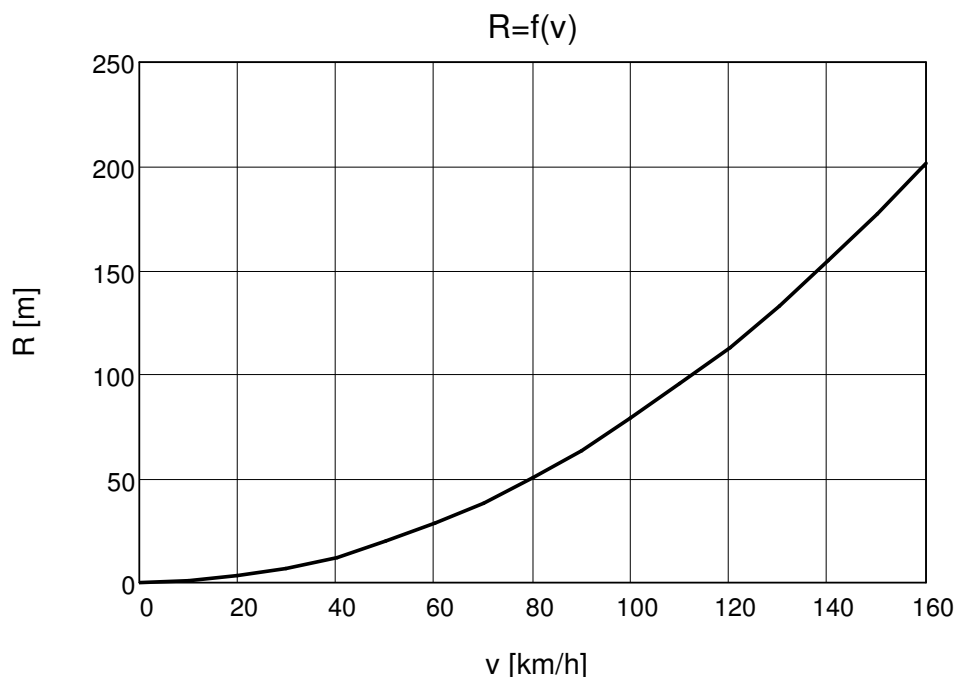
$$F_a = G \cdot \mu \quad (22)$$



Obr. 37 Síly působící na motocykl při průjezdu zatáčkou

a z této rovnováhy byla vyjádřena závislost poloměru zatáčky na rychlosti jízdy až do maximální rychlosti motocyklu 160 km/h (Obr. 38).

$$R = \frac{v^2}{g \cdot \mu} \quad (23)$$

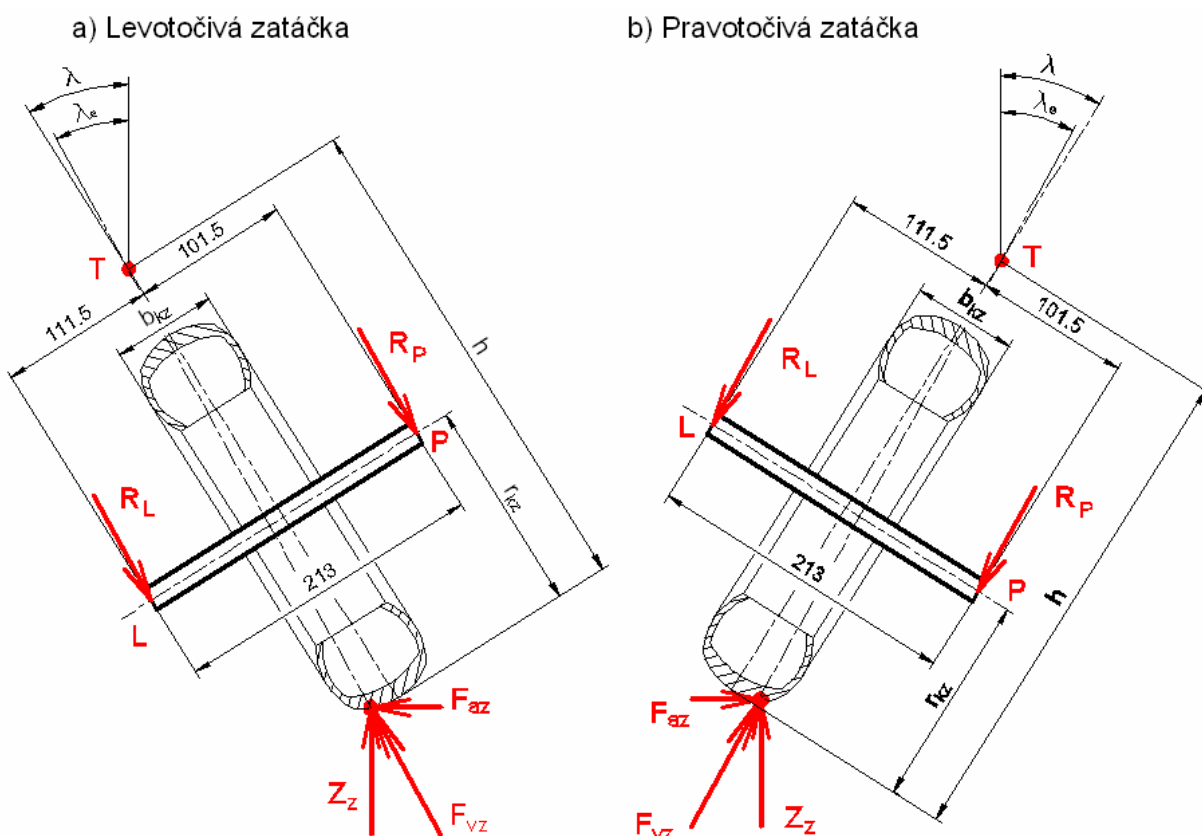


Obr. 38 Závislost poloměru zatáčky na rychlosti motocyklu

Při průjezdu zatáčkou je zadní kyvná vidlice namáhána výslednou reakcí vozovky na zadní kolo  $F_{vz} = 3462,7 \text{ N}$  z boční adhezní síly na zadním kole  $F_{az} = 2253,5 \text{ N}$  a ze statické reakce vozovky na zadní kolo  $Z_z = 2629,08 \text{ N}$ . Síly při tomto jízdním stavu již nepůsobí v ose motocyklu, tudíž dochází navíc k výraznému kroucení kyvné vidlice. Pro pevnostní a deformační analýzu byl vybrán případ průjezdu pravotočivou zatáčkou (Obr. 39 b), při kterém je zadní vidlice díky vyosení vůči ose motocyklu namáhána většími silami než při průjezdu zatáčkou levotočivou (Obr. 39 a).

Podle Obr. 39 b) byly sestaveny rovnice rovnováhy a z nich byly vypočteny složky reakcí v osách  $x$  a  $y$  a jejich výslednice na pravý  $R_p = 2395,2 \text{ N}$  a levý konec  $R_L = 1069,2 \text{ N}$  zadní kyvné vidlice.

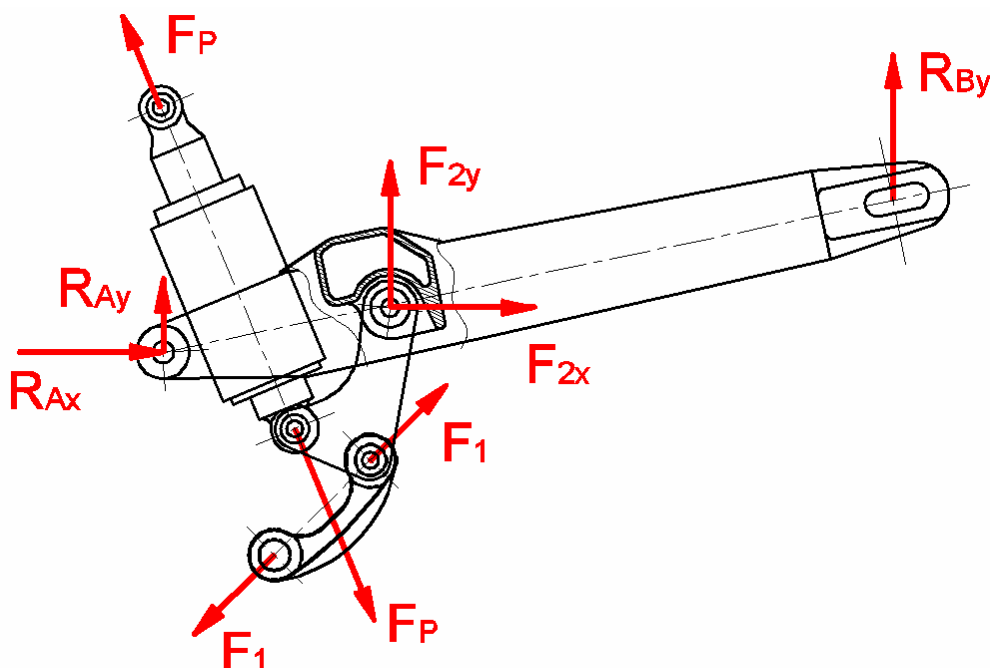
Poznámka: Kompletní výpočet průjezdu motocyklu zatáčkou a sil při něm působících na zadní kyvnou vidlici je uveden v Příloze 6.



Obr. 39 Síly působící na zadní vidlici při průjezdu zatáčkou

### 3.5 Maximální propružení pružící jednotky

Maximální propružení pružící jednotky sebou přinese pochopitelně největší sílu pružiny působící na celý pákový mechanismus odpružení zadní kyvné vidlice. Jedná se o případ extrémního doskoku, kdy jde pérování centrální pružící jednotky až na doraz (Obr. 40). Pro případ přejezdu nerovného terénu vycházíme ze statické radiální reakce na zadní nápravu a tudíž dostaneme celkově menší síly na celý pákový mechanismus, ale po přihlédnutí k dynamickému namáhání a po vynásobení všech sil součinitelem dynamického přetížení můžeme dostat síly mnohem větší. Z toho důvodu bude i tato možnost blíže prošetřena.

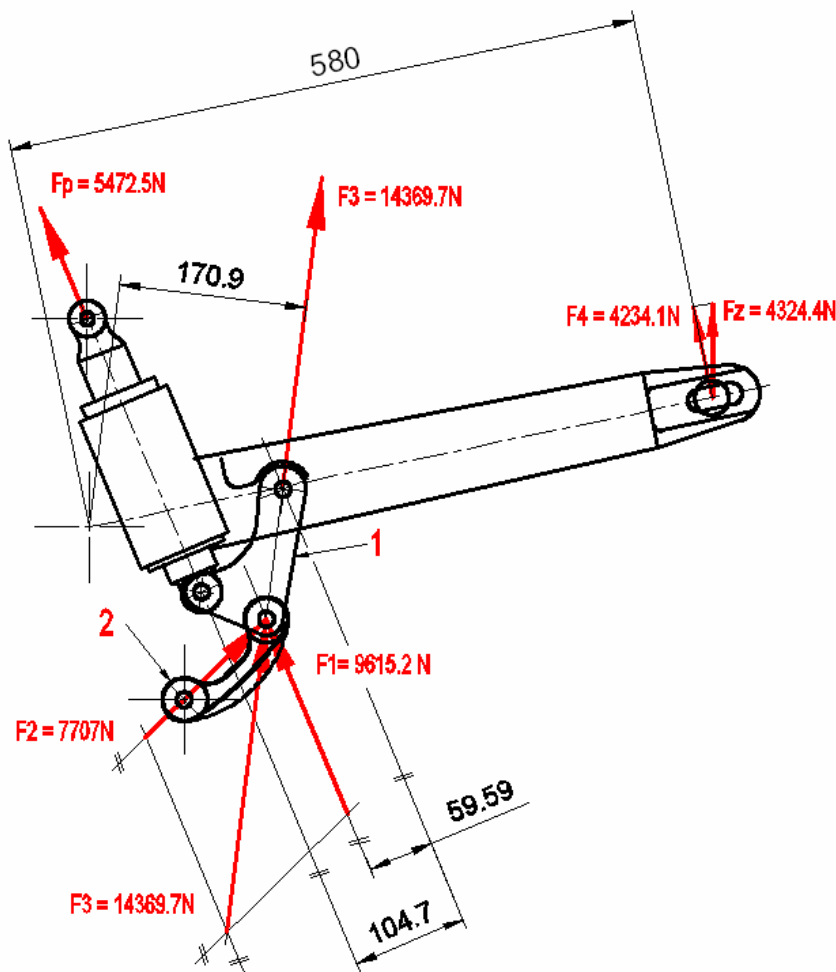


Obr. 40 Rozbor sil působících na zadní kyvnou vidlici a pákový mechanismus  
 odpružení při maximálním propružení pružící jednotky

Vzhledem ke způsobu spojení jednotlivých pák, centrální pružící jednotky a kyvné vidlice s rámem motocyklu i těchto součástí mezi sebou bude tato úloha řešena jako prutová soustava. Podle Obr. 41 byly graficko-početní metodou určeny síly působící v pákovém mechanismu pro případ maximálního stlačení centrální pružící jednotky. Velikosti sil vycházejí z maximální síly pružiny  $F_p = 5472,5 \text{ N}$  (Příloha 3). Řešení velikostí a směrů působících sil bylo provedeno v programu AutoCAD 2002.

Nejdříve byla určena síla  $F_1$  jako reakce na páku 1 od síly v pružině z rovnosti momentů k místu spojení páky 1 s kyvnou vidlicí ze známé velikosti a směru působení síly v pružině  $F_p$

$$F_1 = F_p \cdot \frac{104,7}{59,59} = 9615,2 \text{ N.} \quad (24)$$



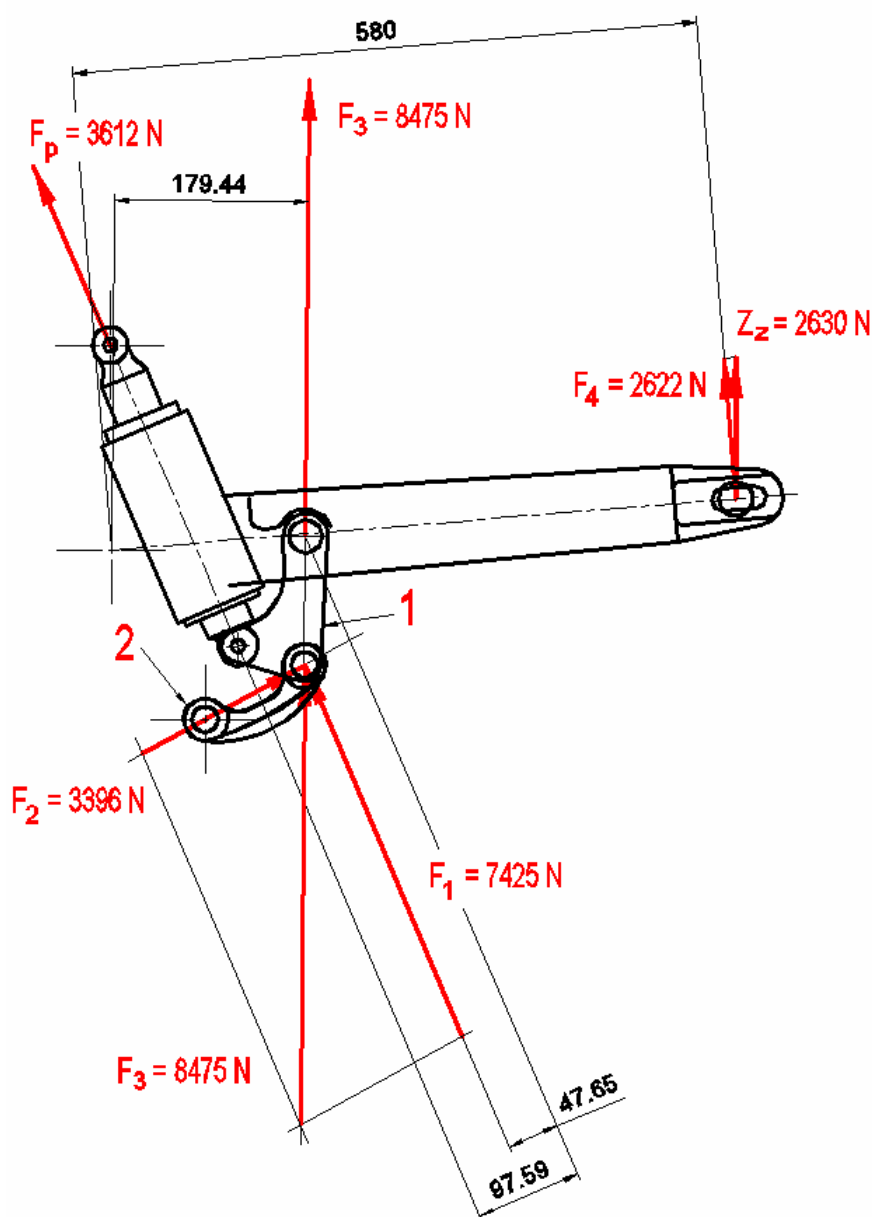
Obr. 41 Síly působící na pákový mechanismus při maximálním prohužení

Síla  $F_1$  byla vynesena do společného místa spojení páky 1 s pákou 2. Ze známých směrů působení síly  $F_2$  v páce 2, síly  $F_3$  a z velikosti i směru působení síly  $F_1$  dostaneme grafickou metodou a následným odměřením velikost síly  $F_2 = 7707$  N a směr působení a velikost reakční síly  $F_3 = 14369,7$  N. Z reakční síly  $F_3$  na kyvnou vidlici dostaneme velikost síly  $F_4$

$$F_4 = F_3 \cdot \frac{170,9}{580} = 4234,1\text{N} \quad (25)$$

jako složku svislé reakce od vozovky na zadní kolo motocyklu  $F_z = 4324,4$  N. Tato síla je tedy maximální přípustná velikost pro činnost odpružení zadní kyvné vidlice. Po překročení této hodnoty dojde k dosednutí všech činných závitů pružiny na sebe a poté se zadní vidlice a pákový mechanismus odpružení chová jako tuhý celek.

Obdobným způsobem určíme síly v pákovém mechanismu pro případ přejezdu nerovného terénu s tím rozdílem, že postupujeme od konce zadní kyvné vidlice, kde vycházíme ze známého statického zatížení na zadní nápravu (Obr. 42) a výsledné síly v jednotlivých pákách vynásobíme koeficientem dynamického přetížení  $D = 3$ . Tímto přepočtem dostaneme síly pro kontrolu jednotlivých částí pro případ dynamického namáhání. Páka 1 je po přepočtu tedy namáhána silami  $F_p = 10836 \text{ N}$ ,  $F_1 = 22275 \text{ N}$ ,  $F_2 = 10188 \text{ N}$  a  $F_3 = 25425 \text{ N}$ . Páka 2 je namáhána silou  $F_2 = 10188 \text{ N}$ .



Obr. 42 Síly působící na pákový mechanismus při statickém zatížení

### **3.6 Zhodnocení všech jízdních stavů a výběr nejnepříznivějších variant**

Na první pohled se může zdát, že každý ze zde řešených jízdních stavů sebou přináší nějaké extrémní zatížení, které by bylo vhodné detailněji rozebrat a vyhodnotit. Proto zde budou jednotlivé výsledky shrnuty a nakonec budou vybrány nejnepříznivější varianty pro následné řešení pevnostních a deformačních problémů za pomoci metody konečných prvků.

#### **- Jízda po nerovném terénu**

Pro případ jízdy po nerovném terénu byla vypočtena reakce od vozovky na zadní nápravu  $Z_z = 7887 \text{ N}$ , což je nejvyšší hodnota ze všech uvažovaných jízdních stavů. Tato síla způsobí jistě největší ohybové namáhání ramen zadní kyvné vidlice, ale je především důležitá pro zjištění, zda-li jednotlivé součásti odolají dlouhodobému dynamickému namáhání a nedojde tak k únavě materiálu. Pro tento jízdní stav vychází i větší síly v pákovém mechanismu a to  $F_p = 10836 \text{ N}$ ,  $F_1 = 22275 \text{ N}$ ,  $F_2 = 10188 \text{ N}$  a  $F_3 = 25425 \text{ N}$ .

#### **- Akcelerace**

Při akceleraci motocyklu je zadní vidlice namáhána již menší radiální reakcí od vozovky  $Z_z = 4012,29 \text{ N}$  než při jízdě po nerovném terénu, ale k této síle se navíc připojuje značné zatížení od řetězu sekundárního převodu, který je umístěn na levé straně a tudíž dochází k výraznému namáhání levého ramene vidlice vzpěrem. Velikost reakce na levé rameno vidlice je  $R_L = 9497,2 \text{ N}$ .

#### **- Brzdění**

Pokud motocykl brzdí, dochází k výraznému odlehčení zadní nápravy a proto zde není reakce od vozovky  $Z_z = 1707,2 \text{ N}$  tolik významná. Co zde však významné je, je namáhání čepu na pravé straně vidlice, který zachycuje reakci brzdné síly  $F_B = 3635,1 \text{ N}$  z brzdového třmenu zadní brzdy.

#### **- Průjezd zatáčkou**

V případě průjezdu motocyklu zatáčkou nepůsobí na zadní vidlici tak velké síly jako v prvních dvou případech, ale vlivem výsledné síly, která nepůsobí v ose



motocyklu, dochází k výrazně rozdílnému namáhání levého a pravého ramene vidlice a následnému kroucení. Z důvodů uvedených v kapitole pro rozbor sil při brzdění je vidlice namáhána při průjezdu pravotočivou zatáčkou silou  $R_P = 2395,2 \text{ N}$  na pravém a silou  $R_L = 1069,2 \text{ N}$  na levém konci vidlice.

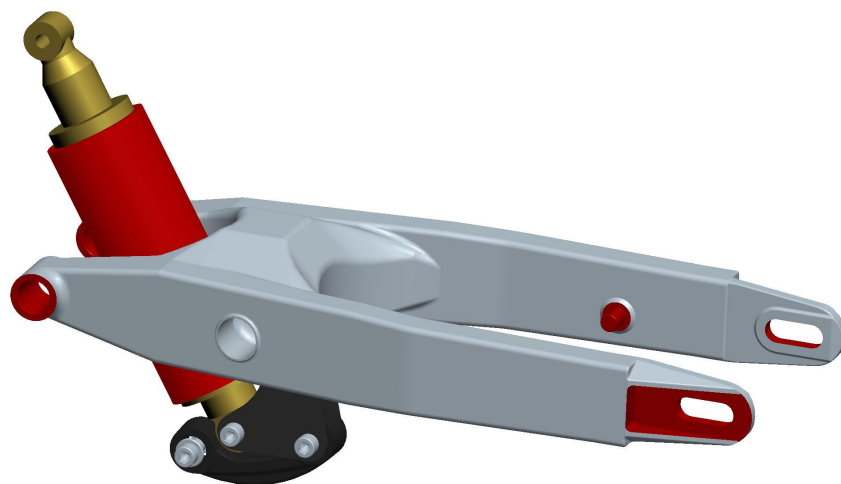
#### **- Maximální propružení pružící jednotky**

Při maximálním propružení centrální pružící jednotky působí na zadní nápravu a dále na konec zadní kyvné vidlice síla  $Z_z = 4324,4 \text{ N}$ , která je menší než v případě přejezdu nerovného terénu. Též i síly v pákovém mechanismu zde vychází mnohem menší než při dynamickém namáhání při přejezdu nerovností. Páka 1 je namáhána silami  $F_p = 5472,5 \text{ N}$ ,  $F_1 = 9615,2 \text{ N}$ ,  $F_2 = 7707 \text{ N}$  a  $F_3 = 14369,7 \text{ N}$ . Páka 2 je namáhána silou  $F_2 = 7707 \text{ N}$ .

Vzhledem k velikosti sil působících na zadní kyvnou vidlici při různých jízdních stavech byl vybrán případ přejezdu nerovností na vozovce, při kterém jsou ramena vidlice namáhána převážně ohybem a to největší silou  $Z_z = 7887 \text{ N}$ , která v sobě zahrnuje koeficient dynamického přetížení. Tato síla je důležitá pro posouzení odolnosti proti dynamickému namáhání. Pokud součást pevnostně odolá namáhání touto silou, pak s dostatečnou bezpečností vydrží cyklické namáhání při jízdě po nerovném terénu a nedojde tak k únavovému lomu. Tato problematika byla podrobněji popsána výše v kapitole „3.1 Jízda motocyklu po nerovném terénu“. V ostatních případech dochází k namáhání vidlice mnohem menšími silami a tak není třeba tyto jízdní stavy více kontrolovat. Pro případ brzdění proběhne především kontrola namáhání čepu zachycujícího reakci brzdné síly  $F_B = 3635,1 \text{ N}$  z brzdového třmenu zadní brzdy. Vzhledem k jeho tvaru a velikosti zatěžující síly zde můžeme očekávat vrubový účinek. Nakonec byla provedena kontrola pákového mechanismu odpružení zadní kyvné vidlice rovněž zatíženého silami pro případ přejezdu nerovností na vozovce. Páka 1 je namáhána silou centrální pružící jednotky  $F_p = 10836 \text{ N}$  a z ní vycházející reakce  $F_1 = 22275 \text{ N}$ ,  $F_2 = 10188 \text{ N}$  a  $F_3 = 25425 \text{ N}$ . Páku 2 zatěžuje síla  $F_2 = 10188 \text{ N}$ .

## **4 KONTROLA PEVNOSTI A TUHOSTI ZADNÍ KYVNÉ VIDLICE A PÁKOVÉHO MECHANISMU**

V předchozí kapitole bylo řešeno namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení a byly určeny síly, které toto namáhání způsobují při různých extrémních jízdních stavech. Tyto síly budou zde použity pro pevnostní kontrolu a vyhodnocení tuhosti jednotlivých součástí metodou konečných prvků. Všechny výpočtové modely byly vymodelovány v programu Pro/ENGINEER Wildfire 5.0 a následná pevnostní analýza proběhla v jeho nástavbě Pro/MECHANICA (Obr. 43).



Obr. 43 Model sestavy zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení

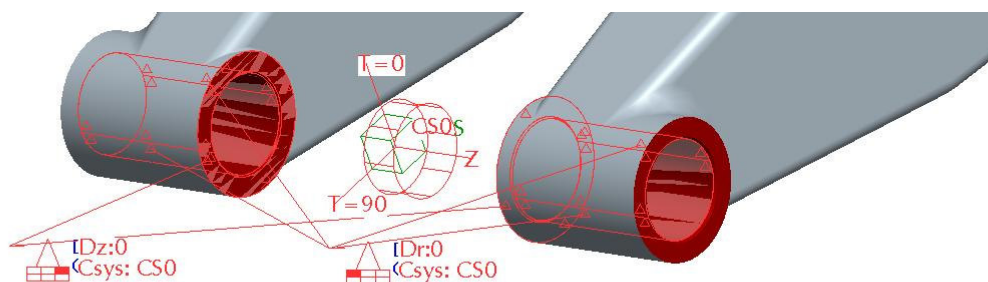
Z konstrukčních důvodů pro umístění řetězového kola a aby nedocházelo k zadrhávání řetězu o pneumatiku musela být zadní kyvná vidlice vyosena vůči ose motocyklu o 5 mm směrem k pravé straně, což způsobuje zvětšení sil na pravé straně kyvné vidlice téměř o 10% vůči straně levé pro daný jízdní stav. Z tohoto důvodu není vidlice namáhána symetricky, tudíž dochází k mírnému kroucení vidlice při všech jízdních stavech a pro zavedení zatěžujících sil v simulaci namáhání metodou konečných prvků bylo k této skutečnosti přihlédnuto.

Pro zadní kyvnou vidlici bude pravděpodobně nejnepříznivější ohybové namáhání jejích ramen. Protože se tato práce nezabývá přední vidlicí a jejím odpružením, nemůžeme přesně říci, pod jakým úhlem budou jednotlivé síly zadní vidlici namáhat při konkrétních jízdních stavech. Vzhledem k této skutečnosti

budeme uvažovat zadní vidlici ve vodorovné poloze a svislá reakce vozovky na zadní kolo bude působit kolmo k její vodorovné rovině, což bude mít zároveň i horší účinek z hlediska namáhání, tudíž budeme moci poté říci, zda-li vidlice bezpečně odolá tomuto zatížení i v reálném provozu.

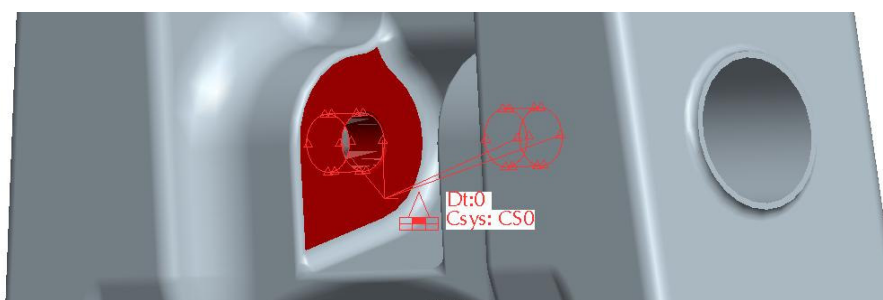
#### 4.1 Příprava modelu pro simulaci

Nejdříve byl vytvořen výpočtový model podle vidlice vyráběné italskou firmou Verlicchi, od které je firma Jawa nakupuje. Dále bylo třeba modelu zadat okrajové podmínky a zabránit tak pohybu. Z důvodu otočného uložení vidlice v rámu s motorem byl zaveden v tomto místě válcový souřadný systém a zamezena změna poloměru na válcové ploše otočného uložení. Posuv v ose z byl zamezen na vnitřních bocích válcové plochy v místech, kde je vidlice opřena o blok motoru (Obr. 44).



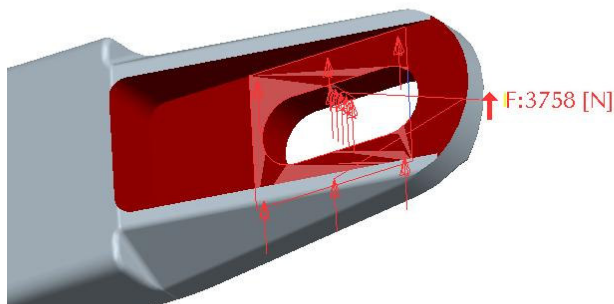
Obr. 44 Definice otočného uložení zadní kyvné vidlice

Nakonec bylo zabráněno rotaci celé vidlice okolo osy z tím, že byla zamezena změna úhlu natočení celé vidlice v místě uchycení páky 1 pákového mechanismu odpružení na válcové ploše opět ve válcovém souřadném systému (Obr. 45).



Obr. 45 Místo uchycení páky 1 pákového mechanismu

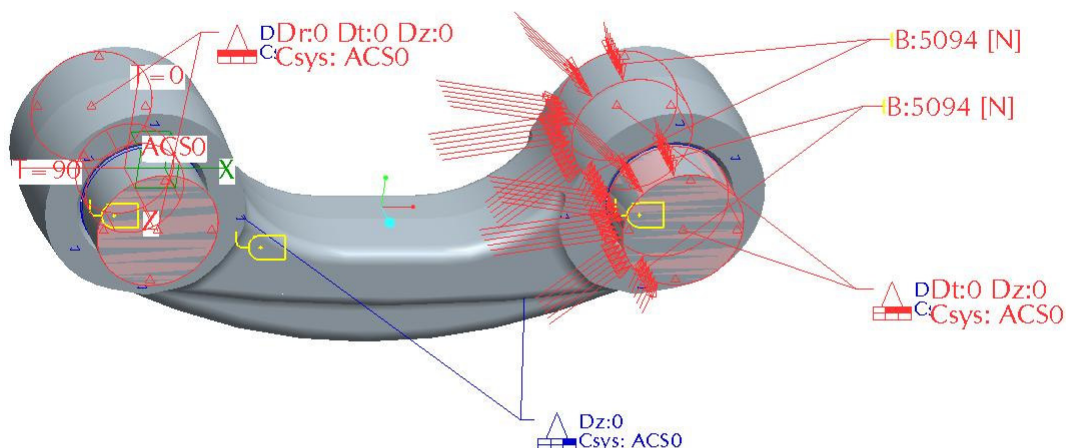
Po zadání okrajových podmínek byl model zatížen silami v kartézském souřadném systému podle výše vypočtených jízdních stavů. Tyto síly byly zavedeny do místa uložení nápravy zadního kola v otvoru vidlice a na boční plochu konce vidlice, která určuje místo styku obdélníkové podložky pro utažení matice zadní osy kola (Obr. 46).



Obr. 46 Místo zadávání zatěžujících sil

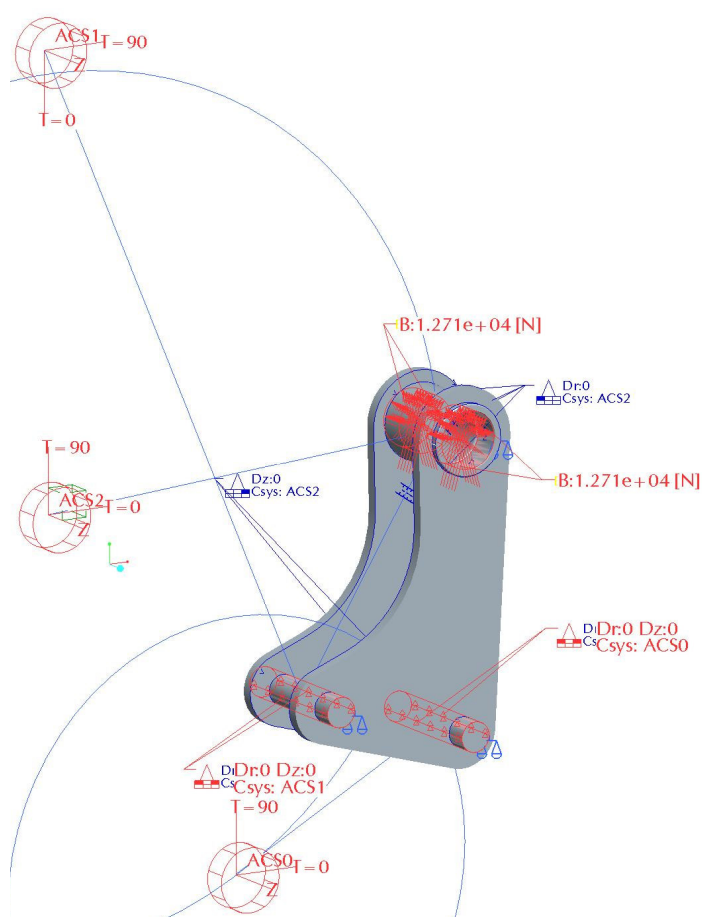
Dále byl řešen pákový mechanismus odpružení zadní kyvné vidlice. Celý mechanismus byl rozdělen na jednotlivé páky a poté byla provedena simulace namáhání pro nejnepříznivější stav, což je jízda po nerovném terénu. Tato problematika byla vzhledem k jednoduchosti součástí řešena jako kontaktní úloha, kterou program Pro/MECHANICA nabízí. Bylo tak dosaženo reálného otočného uložení v jehlových ložiskách jednotlivých pák v rámu a vůči sobě.

Páka 2 byla uložena na válcové čepy, které simulují reálnou soustavu uložení. Všechny součásti byly vázány na vytvořený válcový souřadný systém v místě uložení prvního čepu v rámu motocyklu. Tento čep byl tzv. vetknut a znázorňoval pevné spojení jednoho konce Páky 2 v rámu. Druhý konec páky byl usazen na druhý čep, kterému byla zakázána rotace o kolo osy čepu prvního a byla na něj zavedena síla  $F_2 = 10188 \text{ N}$ , která byla symetricky rozdělena na obě strany čepu. Všem součástem byl zamezen pohyb v ose z a nakonec byly přidány kontaktní vazby mezi pákou a čepy (Obr. 47).



Obr. 47 Definice uložení Páky 2 a umístění sil

Páka 1 byla řešena obdobně jako Páka 2 a byla situována do polohy mechanismu při statickém režimu zatížení (viz. Výpočet sil pro přejezd nerovného terénu). Jedná se o svařenec dvou plechových výstřižků a náboje pro ložisko. V tomto případě byly vytvořeny tři souřadné válcové systémy, a to v místech připojení jednotlivých součástí k rámu. Jsou to místa uložení Páky 2, centrální pružící jednotky a zadní kyvné vidlice. Svázáním Páky 1 v těchto souřadných systémech při uložení do čepů nasimulujeme opět reálnou soustavu.



Obr. 48 Definice uložení Páky 1 a umístění sil

Společný čep uložení Páky 1 a 2 byl uložen ve válcovém souřadném systému konce Páky 2 a mohl se pouze otáčet kolem osy z tohoto souřadného systému. Čepu v druhé díře Páky 1 byla povolena rotace okolo osy z válcového souřadného systému, který byl vytvořen v místě rámu, kde je uložen horní konec centrální pružící jednotky. Do náboje Páky 1 byla zavedena síla v místě ložisek a to reakce této páky na zadní kyvnou vidlice  $F_3 = 25425 \text{ N}$ , která byla opět symetricky rozdělena na obě strany náboje. Ten byl navíc umístěn do válcového souřadného systému a mohl rotovat okolo osy uložení vidlice. Všem čepům a svařenci Páky 1 byl zamezen pohyb v ose z. Nakonec byly vytvořeny kontaktní vazby mezi čepy a Pákou 1 (Obr. 48).

Pro dokončení výpočtového modelu je třeba zadat materiál. Vidlice je vyrobena z hliníkové slitiny jako svařenec ze šesti částí. Jedná se o odlitek středového mostu, který spojuje dohromady dva tažené profily levého a pravého ramena vidlice. Na obou koncích ramen jsou přivařeny odlitky koncových ok pro uchycení zadní nápravy motocyklu. Brzdový čep z tažené tyče je přivařen na pravém rameni vidlice. Odlité součásti jsou vyrobeny ze slitiny hliníku na odlitky ČSN 424331.71  $\text{AlSi10MgMn}$  (ekvivalent ISO:  $\text{Al-Si10Mg}$ ) s minimální mezí kluzu  $R_{p0,2} = 180 \text{ MPa}$ . Součásti z tažených profilů jsou vyrobeny ze slitiny hliníku pro tváření ČSN 424201.61  $\text{AlCu4Mg}$  (ekvivalent ISO:  $\text{AlCu4MgSi(A)}$ ) s minimální mezí kluzu  $R_{p0,2} = 240 \text{ MPa}$ .

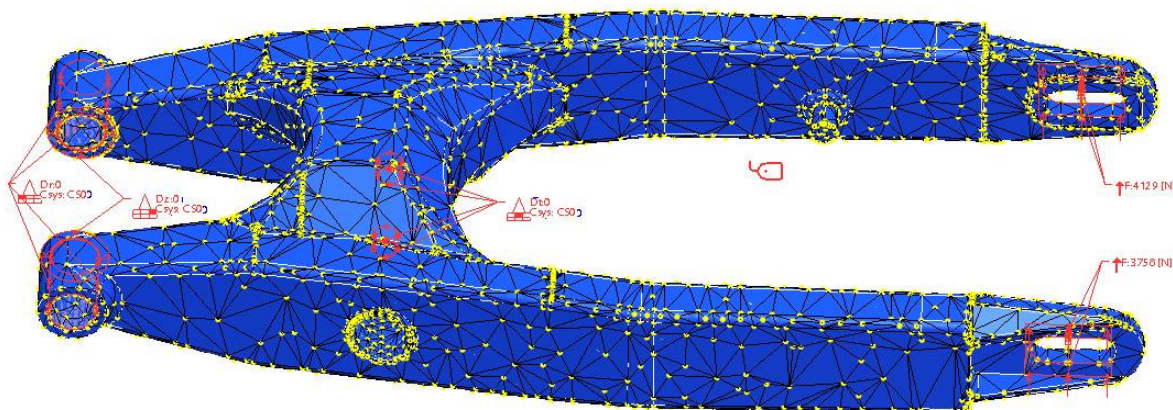
Jelikož byl model vytvořen jako celistvá součást, byly použity fyzikální a mechanické vlastnosti pro slitinu hliníku na odlitky z důvodu nižší minimální meze kluzu pro zadání materiálu do výpočetního programu. Fyzikální vlastnosti této slitiny jsou: hustota  $\rho = 2650 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , Youngův modul pružnosti v tahu  $E = 73000 \text{ MPa}$ , Poissonovo číslo  $\mu = 0,33$  a mechanické vlastnosti: minimální mez pevnosti v tahu  $R_m = 240 \text{ MPa}$  a minimální mez kluzu  $R_{p0,2} = 180 \text{ MPa}$  [13].

Páka 2 je vyrobena kováním z oceli ČSN 414220 14220.6 s minimální mezí kluzu  $R_e = 590 \text{ MPa}$ . Páka 1 je vystřižena z ocelového plechu z materiálu ČSN 411523 11523.1 s minimální mezí kluzu  $R_e = 490 \text{ MPa}$ . Stejná ocel byla použita i pro soustružený náboj [33].



## 4.2 Simulace namáhání zadní kyvné vidlice

Simulace namáhání zadní kyvné vidlice proběhla v programu Pro/MECHANICA jak už bylo řečeno výše. Nejdříve bylo třeba vygenerovat síť elementů, která tak rozdělila výpočtový model na cca 21300 tetragonálních elementů (Obr. 49). V této fázi je model zcela připraven a výpočet můžeme spustit.



Obr. 49 Vygenerovaná síť elementů

Ve výpočtu byla použita statická analýza, která umožňuje provádět pevnostní výpočty jak jednotlivých součástí tak i celých sestav. Simulace byla provedena metodou Multi – Pass Adaptive. Jedná se o podrobnou metodu výpočtu, která využívá P - adaptivní technologii ke zvyšování stupňů polynomu (zadáno max. 7) u prvků, u kterých není dodržena předepsaná konvergence (zadáno max. 10%). Ve výsledných informacích vypočítaného modelu lze zjistit, ve které iteraci bylo dosaženo požadované hodnoty konvergence a umožňuje správně vyhodnotit dosažené výsledky. Touto metodou lze získat velmi přesné hodnoty deformace a napětí, které se u tvarově jednoduchých příkladů neliší od analytických výpočtů. U tvarově složitých součástí by bylo vhodné provést experimentální měření, které by potvrdilo dosažené výsledky. V praxi se tato kontrola často provádí [12].

Poznámka: Pro celý pákový mechanismus odpružení proběhla generace elementů stejným způsobem, který byl proveden u kyvné vidlice.

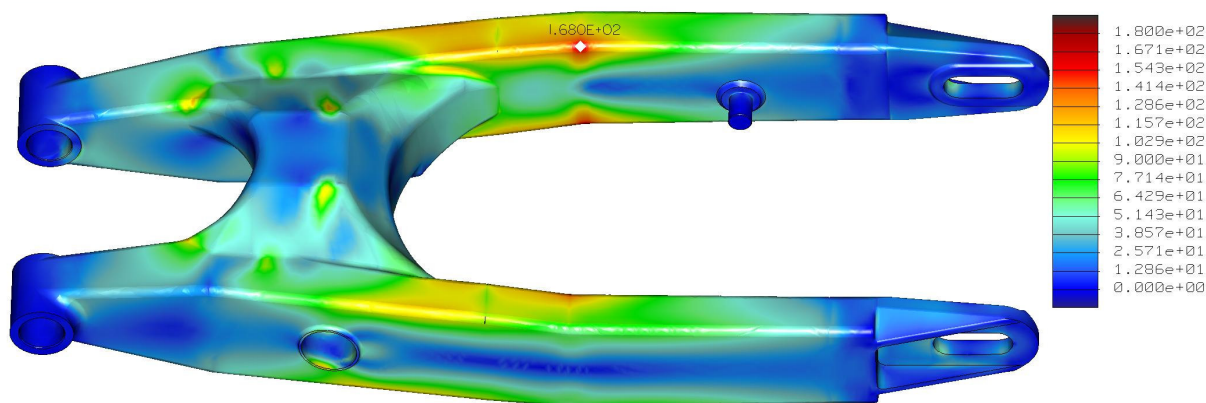


### 4.3 Zobrazení výsledků simulace

Simulace namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení byla provedena pro jízdní stav přejezdu nerovného terénu a případ brzdění byl použit pro kontrolu namáhání brzdového čepu na pravém rameni kyvné vidlice, jak již bylo řečeno v části „3.6 Zhodnocení všech jízdních stavů a výběr nejnepríznivějších variant“. Pro zobrazení výsledků napětí [MPa] byla použita metoda výpočtu „von Mises“ a v případě výsledků posunutí [mm] byly použity hodnoty celkového posunutí.

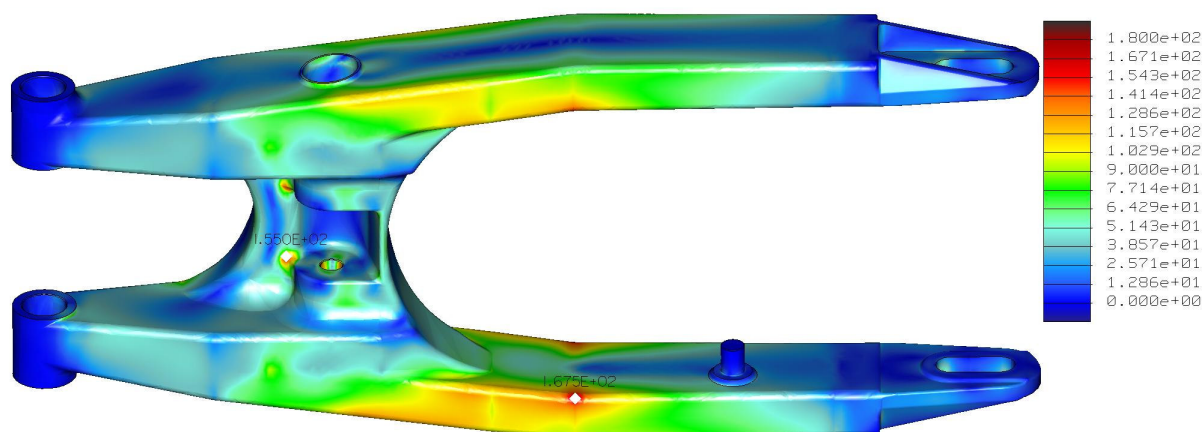
Jak již bylo řečeno, vidlice je vůči ose motocyklu vyosena o hodnotu 5 mm k levé straně. Tato skutečnost vede ve většině případů k vyšším hodnotám napětí a celkových posunutí na pravé straně výpočtového modelu. Z tohoto důvodu bude blíže zkoumána pouze pravá strana zadní kyvné vidlice.

Na Obr. 50 je zobrazena vrchní strana kyvné vidlice a hodnoty napětí (v programu označeno „stress“) při namáhání pro případ přejezdu nerovného terénu. Výrazné zvýšení napětí je možné vidět v místě zalomení ramen vidlice a to 168 MPa na pravé straně.



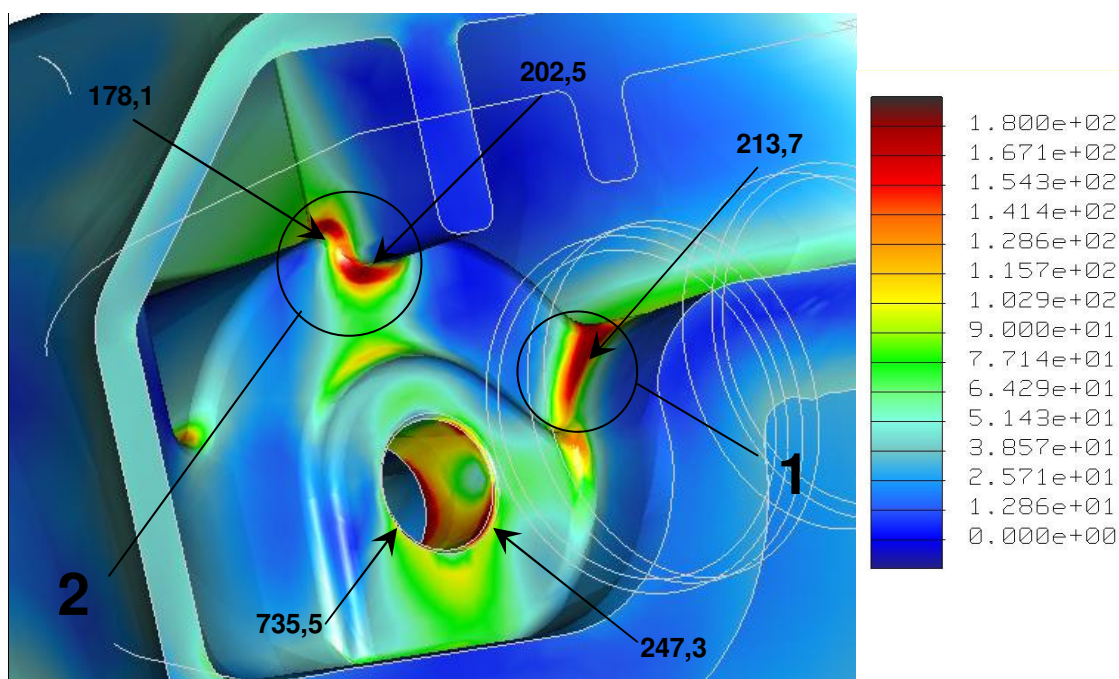
Obr. 50 Napětí [MPa] ve vidlici pro případ přejezdu nerovného terénu – vrchní strana

Obr. 51 ukazuje pohled na spodní stranu vidlice a hodnoty napětí. Zvýšené napětí 167 MPa je patrné opět v místě zalomení ramen ale také na přechodovém rádiu u místa uchycení pákového mechanismu a to o velikosti 155 MPa.



Obr. 51 Napětí [MPa] ve vidlici pro případ přejezdu nerovného terénu – spodní strana

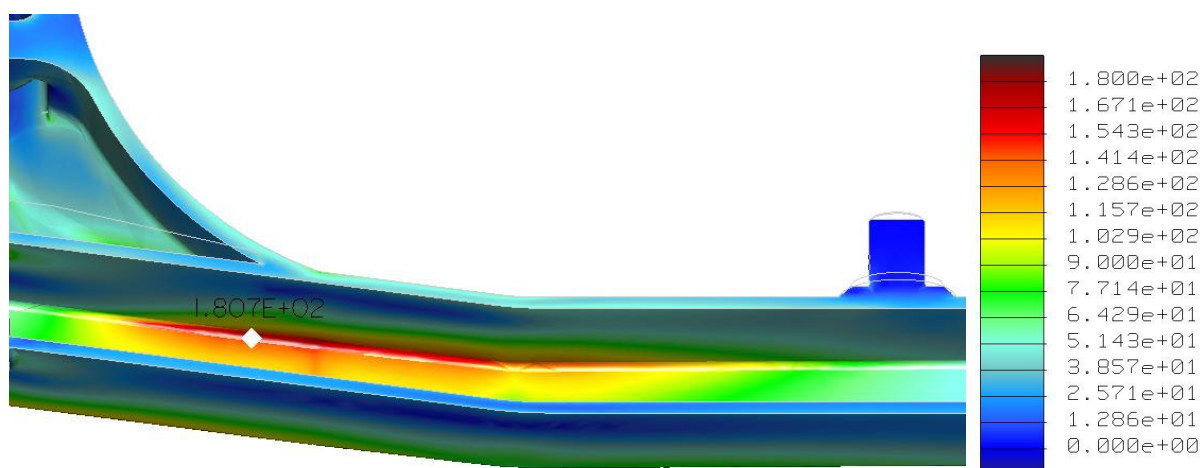
Dále bylo vhodné se blíže podívat na vnitřní stěny odlitého mostu. Tento detail je v řezu zobrazen na Obr. 52, kde lze vidět místa koncentrací napětí. Ta největší napětí (736 MPa a 247 MPa) se nacházejí v místě uchycení pákového mechanismu a to přímo na válcové ploše a ostrých hranách, kde byly zadány okrajové podmínky. Tyto lokální špičky napětí vznikají v místech přechodu geometrie nebo právě v místech definování uložení (vznik tzv. singularit), kde se mění skokově směr napětí. To může být pravděpodobně způsobeno rozdílným rozložením geometrických elementů v této oblasti výpočtového modelu [12].



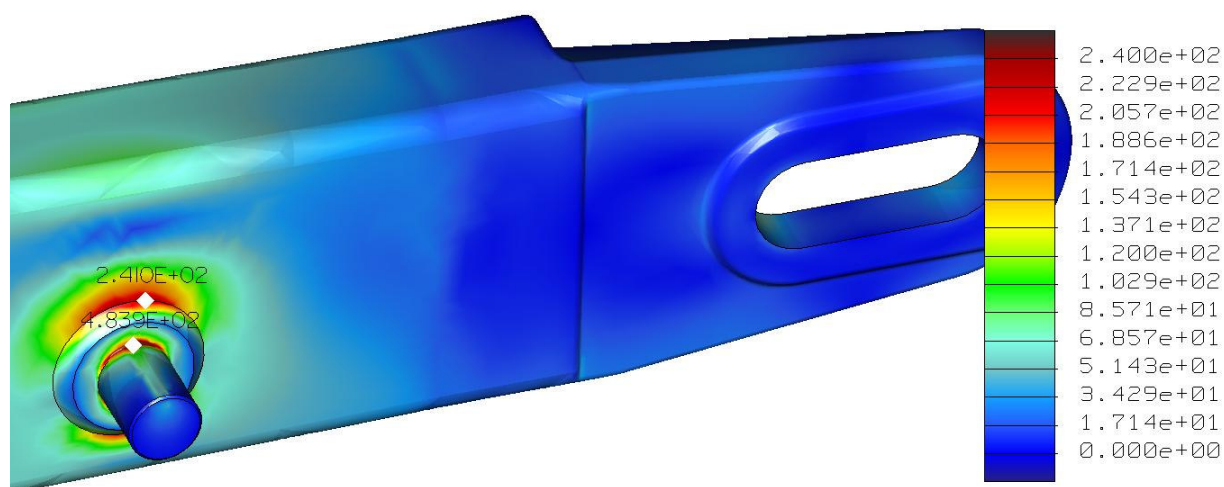
Obr. 52 Detail napětí [MPa] okolo místa uchycení pákového mechanismu

Při bližším prozkoumání této oblasti vidíme, že tato napětí nezasahují dále do materiálu, ale nacházejí se téměř jenom v ploše. Z tohoto důvodu můžeme říci, že se takto vysoké hodnoty v reálné konstrukci nebudou vyskytovat, a proto se tomuto místu již dále nevěnovala pozornost. Další oblastí jsou zde přechodové rádiusy okolo žebrování (místo 2) a rádius v místě 1. Tyto hodnoty jsou 214 MPa a 203 MPa, tudíž přesahují minimální mez kluzu použitého materiálu (180 MPa) a proto by bylo třeba toto místo optimalizovat pro snížení napětí.

Horní strana vidlice uvnitř profilu pravého ramene vykazuje napětí 181 MPa což je napětí nižší než je minimální mez kluzu (240 MPa) použitého materiálu pro tažená ramena ze slitiny hliníku (Obr. 53).



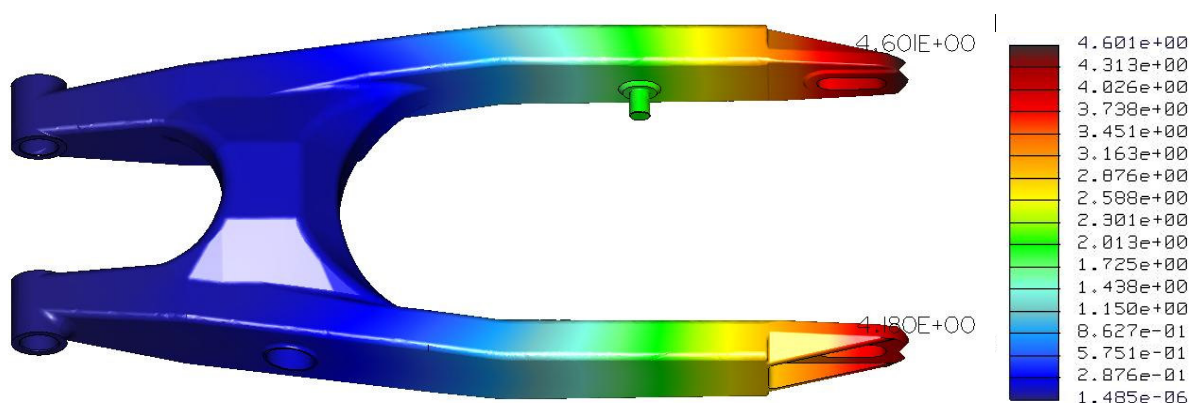
Obr. 53 Napětí [MPa] uvnitř profilu pravého ramene vidlice



Obr. 54 Napětí [MPa] v čepu zachycujícího síly z držáku brzdového třmenu

Pokud se podíváme na čep zachycující síly z držáku brzdového třmenu na pravém rameni vidlice v případě brzdění pouze zadní brzdou (Obr. 54), uvidíme zvýšené napětí v oblasti přechodového rádiusu (484 MPa) a také v místě svarového spoje (241 MPa). Vysoká hodnota napětí na čepu je způsobena vrubovým účinkem přechodového rádiusu o velikosti 0,5 mm. V oblasti svarového spoje vzrůstá napětí též vrubovým účinkem a to nedokonalým namodelováním svaru, což je velice problematické i vzhledem k hloubce provaření základního materiálu a teplem ovlivněné oblasti.

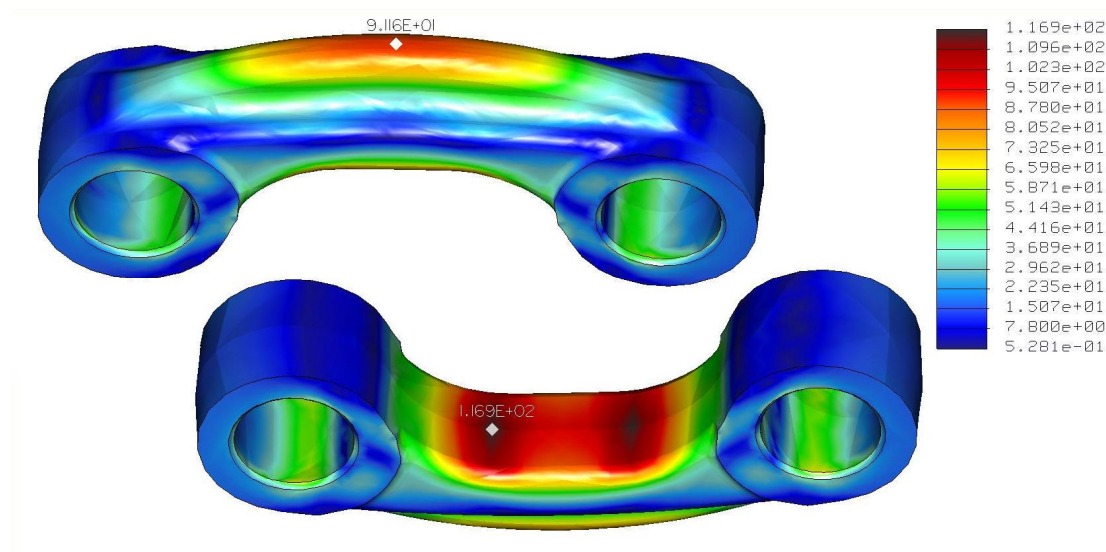
Pro kontrolu tuhosti celé vidlice využijeme zobrazení výsledků celkového posunutí (v programu označeno „displacement“) opět pro případ přejezdu nerovného terénu (Obr. 55). Jak již bylo řečeno, vidlice je vyosena vůči ose motocyklu o 5 mm čemuž odpovídají nesymetricky rozdělené hodnoty napětí ale i velikosti posunutí na levé a pravé straně vidlice. Největší celková posunutí vychází podle očekávání na koncích obou ramen vidlice a to na levé straně 4,2 mm a na straně pravé 4,6 mm.



Obr. 55 Celková posunutí [mm] ve vidlici pro případ přejezdu nerovného terénu

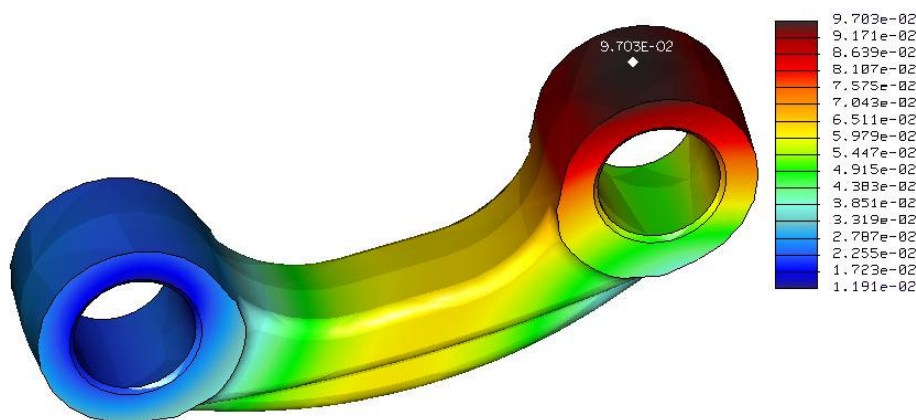
Při pohledu na výsledky simulace namáhání Páky 2 pákového mechanismu odpružení je možno vidět na Obr. 56 symetricky rozložené napětí. Tato skutečnost nám potvrzuje vhodnost zvolené kontaktní metody, podle které byla Páka 2 namáhána pouze osovou silou přesně tak, jako v reálné situaci. Nejvyšší napětí zde vychází 117 MPa.





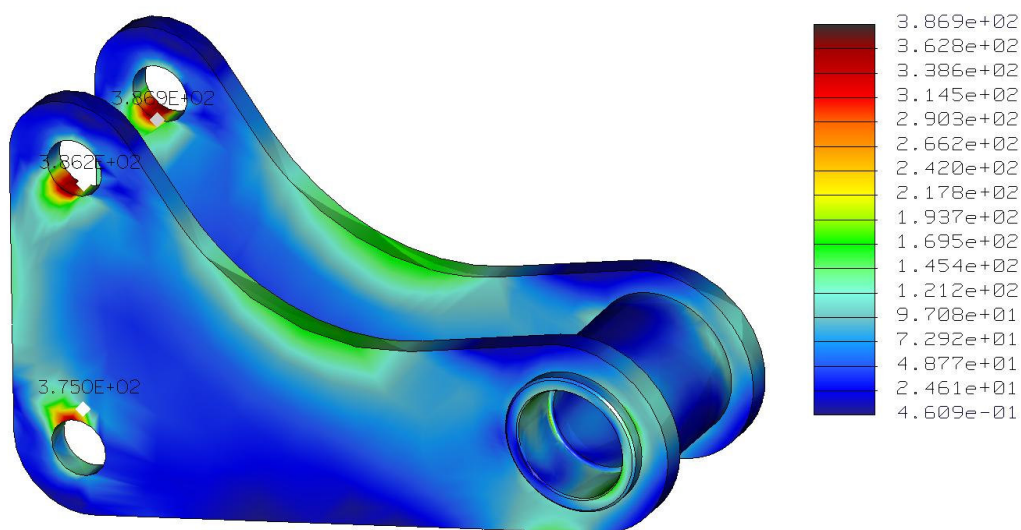
Obr.56 Napětí [MPa] v Páče 2 pro případ přejezdu nerovného terénu

Na Obr. 57 je znázorněno celkové posunutí jednotlivých bodů v modelu Páky 2. Největší hodnota je přibližně 0,1 mm.



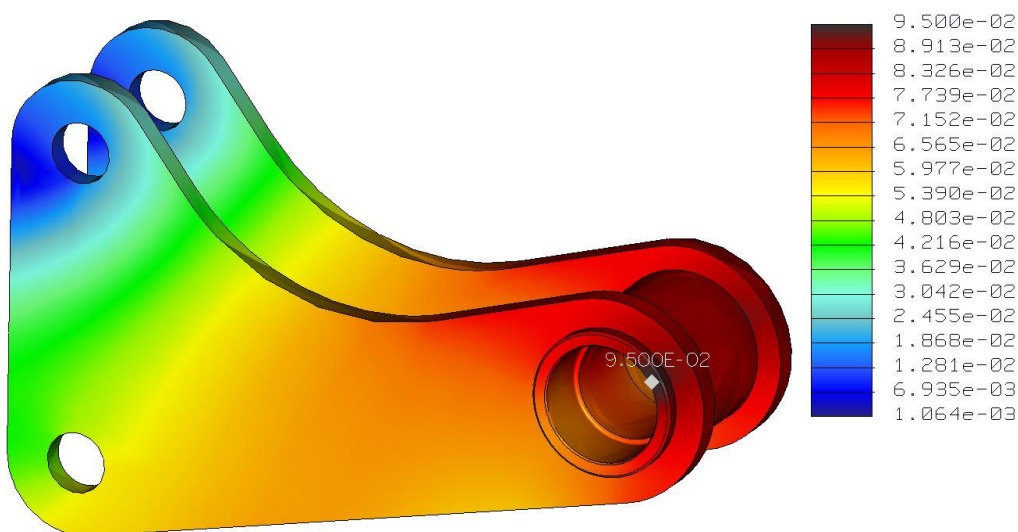
Obr. 57 Celková posunutí [mm] v Páče 2 pro případ přejezdu nerovného terénu

Páka 1 byla opět řešena jako kontaktní úloha, což nám dokazují zvýšená napětí v místech dotyku plechových výstřižků se šrouby, které spojují Páku 2 a centrální pružící jednotku. Nejvyšší napětí se vyskytuje v uložení pružící jednotky a to 387 MPa. V místě uchycení Páky 2 jde o hodnotu 375 MPa. Velikosti těchto napětí plně odpovídají i hodnotám působících sil a reakcí v těchto pozorovaných oblastech (Obr. 58).



Obr. 58 Napětí [MPa] v Páče 1 pro případ přejezdu nerovného terénu

Na Obr. 59 je znázorněno celkové posunutí jednotlivých bodů v modelu Páky 1. Největší hodnota je téměř 0,1 mm.



Obr. 59 Celková posunutí [mm] v Páče 1 pro případ přejezdu nerovného terénu

Poznámka: Výsledky simulací namáhání zadní kyvné vidlice pro ostatní jízdní stavy (akcelerační, brzdění, průjezd zatáčkou a maximální propružení centrální pružící jednotky) jsou uvedeny v Příloze 7, 8, 9, 10, 11.

## 5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE A OPTIMALIZACE STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE

V předešlé kapitole byla řešena simulace namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu zatíženými silami, které byly vypočteny pro vybrané extrémní jízdní stavy. Dle těchto výsledků budou vybrána problematická místa konstrukčních dílů a bude navržena optimalizace.

### ***5.1 Vyhodnocení výsledků simulace a optimalizace zadní kyvné vidlice***

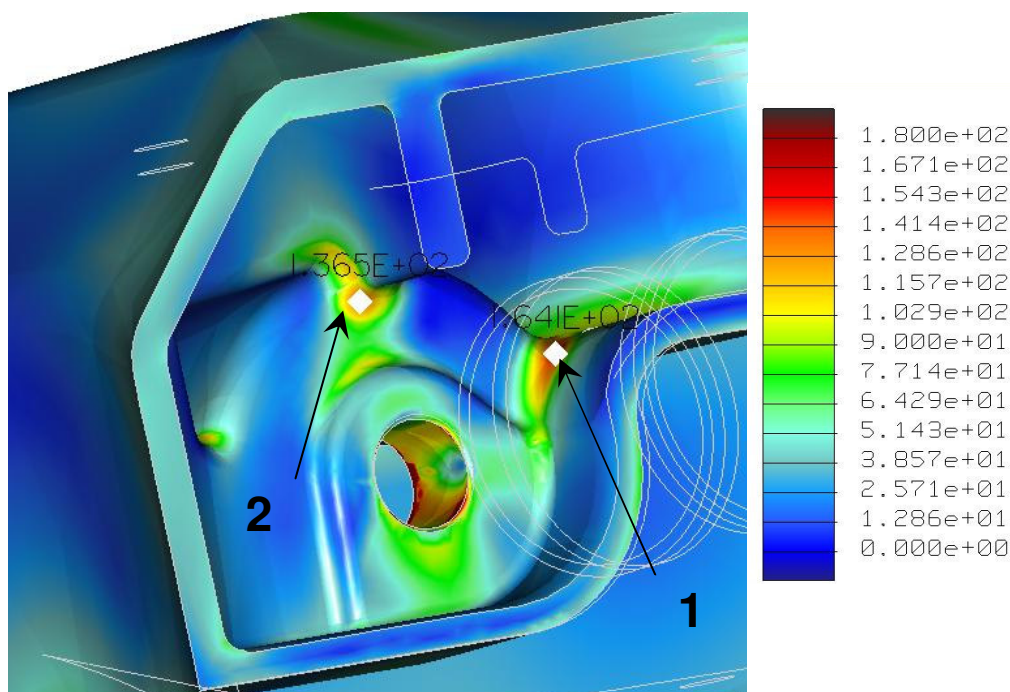
Z výsledků simulace namáhání zadní kyvné vidlice zatížené silami vypočtenými pro průjezd motocyklu po nerovném terénu (Obr. 50, 51, 53) je možno vidět zvýšené napětí v místech zalomení ramen vidlice a to v pravém rameni, které je více namáhané. Na vnější straně napětí vykazuje hodnotu 168 MPa a uvnitř 181 MPa. Tyto hodnoty jsou nižší s porovnáním meze kluzu  $R_{p0,2} = 240$  MPa pro slitinu hliníku taženého profilu a tudíž v těchto místech vidlice pevnostně vyhovuje. Pokud by však byla v budoucnu úprava vyžadována, je možno tato ramena vyrobít s většími rádiusy a snížit tak riziko koncentrace napětí. Jelikož se jedná o profil válcovaný z kruhové trubky, neměla by být tato úprava velkým problémem.

Dalším místem zájmu jsou přechodové rádiusy v odlitém mostu vidlice (Obr. 52). V místě 1 napětí vzrostlo na hodnotu přibližně 213 MPa a v místě 2 to je 200 MPa. Tyto hodnoty jsou tedy nepřijatelné, pokud je porovnáme s mezí kluzu  $R_{p0,2} = 180$  MPa použité slitiny hliníku na odlitky. Zmíněné přechodové rádiusy byly tedy z velikosti  $R = 2$  mm upraveny na hodnotu  $R = 4$  mm.

Zároveň při bližším zkoumání této části mostu vidlice byla objevena nepřesnost v modelu, která byla způsobena použitím poskytnutého výkresu součásti. Nejednalo se o výrobní výkres, ale pouze o výkres pro zakreslení požadovaných konstrukčních změn od výrobce. Tato chyba spočívá ve tvaru žebrování nad místem uložení pákového mechanismu v kyvné vidlici. V původním modelu je žebrování přerušeno na okraji tohoto místa a nespojuje tak souvisle pravou a levou polovinu mostu. Dá se



říci, že je logické, aby toto žebrování bylo spojitě právě nad místem uchycení pákového mechanismu. Tato nepřesnost byla tedy v dalším kroku optimalizace opravena.



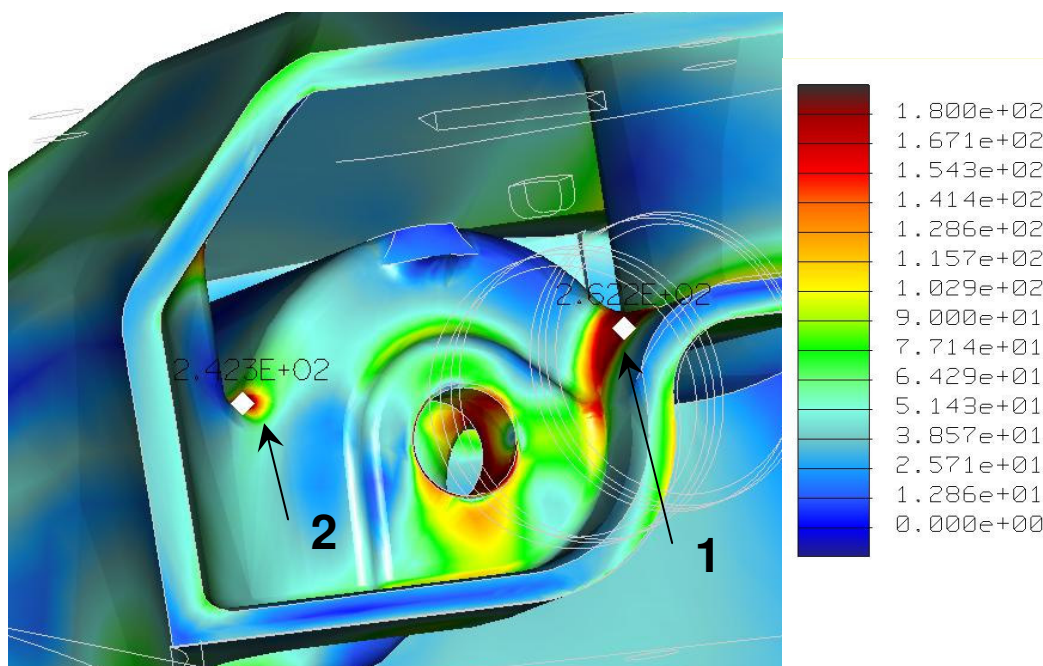
Obr. 60 Detail napětí [MPa] okolo místa uchycení pákového mechanismu

Na Obr. 60 jsou zobrazeny výsledky napětí po úpravě rádiusů včetně opraveného žebrování. Zvětšení velikostí zmíněných rádiusů přispělo ke znatelnému snížení koncentrovaného napětí v těchto místech. V místě 1 to bylo z 213 MPa na hodnotu 164 MPa a v místě 2 z 200 MPa na 137 MPa. Z těchto výsledků můžeme tedy říci, že provedená úprava měla svůj význam.

Díky nepřesnostem s modelováním již zmíněného žebrování vznikla otázka, zda-li je tato součást mostu důležitá pro pevnost a tuhost konstrukce. Jeho odstranění by vedlo k značnému zjednodušení odlitého mostu vidlice. Další úprava modelu tedy spočívala v odebrání tohoto prvku.

Pokud se podíváme na Obr. 61 zjistíme, že odstranění žebra nebylo vhodné řešení. Dokonce i v případě, že tato varianta byla provedena na již upravené konstrukci se zvětšenými přechodovými rádiusy, vzrostlo napětí v těchto místech nad mez kluzu ( $R_{p0,2} = 180$  MPa) použitého materiálu. V místě 1 jde o hodnotu 262 MPa,

v místě 2 to je 242 MPa. Tyto výsledky nám tedy vypovídají o tom, že žebrování má zde své opodstatnění.

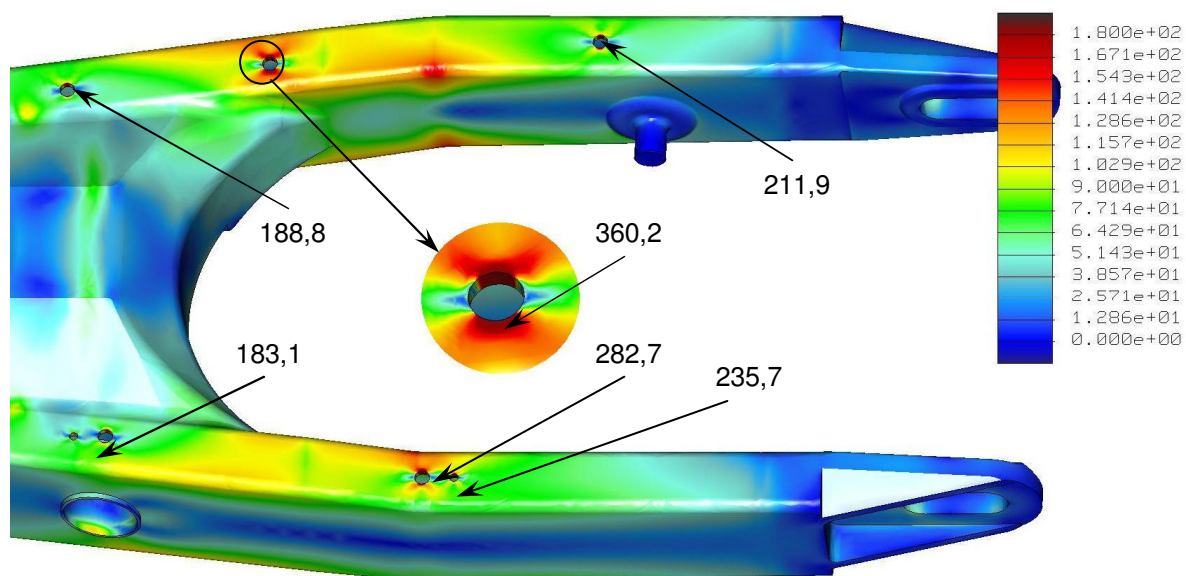


Obr. 61 Detail napětí [MPa] okolo místa uchycení pákového mechanismu

Na horní a dolní straně obou ramen vidlice jsou vrtané otvory pro úchyty hydraulické hadičky zadní brzdy na pravé straně a krytu řetězu na straně levé. Na základě toho se nabízí otázka, zda-li nenarušují pevnost konstrukce a do jaké míry. Má-li tato skutečnost významný vliv na namáhání uvidíme z výsledků simulace na modelu, kde byly díry dodatečně domodelovány.

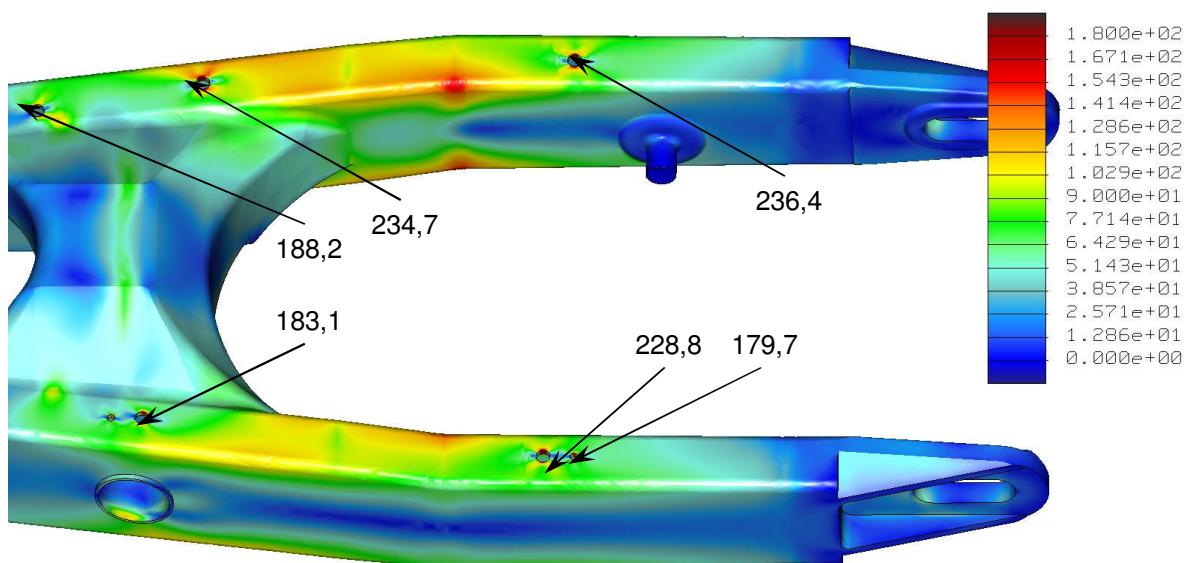
Na Obr. 62 jsou znázorněny vrtané díry s hodnotami napětí, podle kterých můžeme říci, že výrazně ovlivňují pevnost ramen vidlice. Jejich velikost je úměrná vzrůstajícímu ohybovému momentu v rameni. V porovnání s mezí kluzu taženého profilu ramen ( $R_{p0,2} = 240$  MPa) nevyhovují celkem 2 díry. Nejjednodušší by bylo, tyto díry nevrtat vůbec a úchyty např. navařit celé a nebo k vidlici přivařit závitovou tyč popřípadě samotný šroub. V tomto případě by vznikla opět otázka, jestli místa svarů tepelně neovlivní základní materiál ramen vidlice, což by byl nyní problém těžko zjištělný. Proto navrhuji díry vyvrtat v místech menšího napětí, kde nehrozí tak velké snížení pevnosti a tomu přizpůsobit vzdálenosti úchytů plechového krytu řetězu a hydraulické hadičky zadní brzdy. Navržená místa budou opět zkontrolována simulací

namáhání. Dalším způsobem by mohlo být vyvrtání děr na vnější straně vidlice. To bylo ale zavrženo, protože tato varianta působí neesteticky a navíc hrozí riziko poškození hadičky brzdové kapaliny.



Obr. 62 Napětí [MPa] v místech vrtaných děr

Po úpravě rozmístění děr vycházejí maximální hodnoty napětí v těchto místech již mnohem příznivěji. Podle hodnot zobrazených na Obr. 63 vidíme, že všechna napětí se objevují pod minimální mezí kluzu použité slitiny hliníku ( $R_{p0,2} = 240$  MPa).

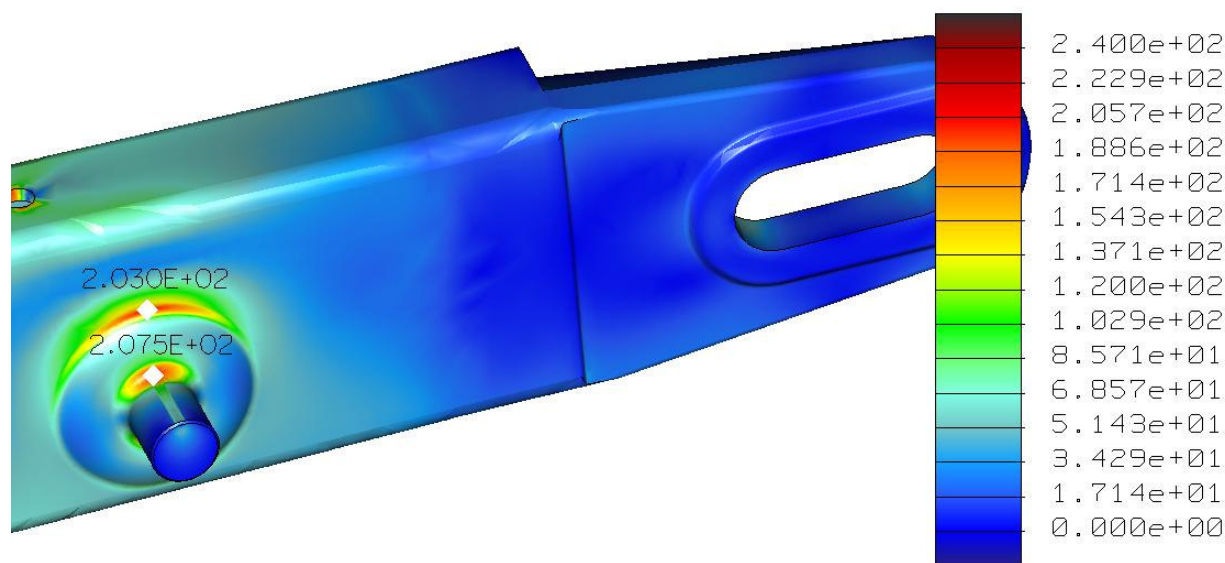


Obr. 63 Napětí [MPa] v místech vrtaných děr po úpravě jejich rozmístění



Jak již bylo řečeno, zadní kyvná vidlice je nakupovaný díl od zahraničního dodavatele. Nultá série řešeného motocyklu JAWA 836-6 obsahuje 20 kusů a vidlice jsou již koupeny i s vrtanými dírami. Na základě výsledků první simulace (před úpravou rozmístění děr) a po konzultaci s konstrukčním oddělením byla navržena úprava drsnosti povrchu pro snížení vlivu vrubového účinku a to vystružením děr.

Při analýze namáhání záchytného čepu zadní brzdy byla zjištěna koncentrace napětí jak na čepu samotném tak i v místě vymodelovaného svaru (Obr. 21). Tento svar byl původně namodelován dle výkresu jako koutový 3 mm. Svarová oblast byla tedy vymodelována podle původní vidlice, aby bylo dosaženo co největšího přiblížení se skutečnosti. Čep byl osazen větším rádiusem oproti původnímu tvaru z  $R = 0,5 \text{ mm}$  na  $R = 3 \text{ mm}$ . Tato úprava byla schválena po konzultaci s konstrukčním oddělením firmy. Navržené změně bude následně přizpůsobena konstrukce držáku zadní brzdy, kde bude zhotoveno větší sražení hrany díry. Vše bylo opět provedeno po domluvě s konzultantem (Obr. 64).



Obr. 64 Napětí [MPa] v čepu zachycujícího síly z držáku brzdového třmenu

Poznámka: Pro získání reálnějších výsledků při kontrole pevnosti celého čepu zachycujícího brzdou sílu a v místech vrtaných děr byla vytvořena hustší síť elementů.

Při kontrole tuhosti zadní kyvné vidlice jako celku byly použity výsledky simulace pro celkové posunutí. Na Obr. 55 je zobrazena maximální hodnota a to 4,6 mm. V tomto případě mluvíme pořád o případě výpočtu pro přejezd nerovného terénu, tudíž jsou všechny působící síly zvětšeny součinitelem dynamického přetížení  $D = 3$  a dynamika vozidla se již dále neuvažuje. Nejvyšší posunutí z ostatních jízdních stavů vychází v případě průjezdu pravotočivou zatáčkou. Tato hodnota je 2,75 mm. Z těchto výsledků můžeme říci, že vidlice je dostatečně tuhá, což bylo schváleno i konzultantem z firmy JAWA. Optimalizace vidlice z důvodu zvýšení tuhosti tedy není potřeba.

V tabulce 1 jsou shrnuty výsledky největšího napětí v místě zalomení ramen vidlice, v místech přechodových rádiusů uvnitř mostu (dle Obr. 52 a Obr. 61 místo 1) a největší celková posunutí konců ramen pro všechny řešené extrémní jízdní stavy. Hodnoty jsou rozděleny zvlášť pro levou a pravou stranu vidlice z důvodu jejího nesymetrického uložení v motocyklu.

Tab. 1 Souhrn nejvyšších napětí a posunutí při různých zatěžujících případech

	Napětí v místě zalomení ramen [MPa]		Napětí uvnitř mostu [MPa]		Maximální posunutí [mm]	
	Levá	Pravá	Levá	Pravá	Levá	Pravá
Akcelerace	81,9	85,8	67,4	94,2	1,37	2,27
Brzdění	48,7	112,5	57,1	86,9	1,33	2,64
Levotočivá zatáčka	97	42,8	118,7	56,8	2,51	1,43
Pravotočivá zatáčka	49,6	104,4	27,2	147,2	1,27	2,75
Maximální propružení	83,2	92,2	101,6	117,9	2,29	2,52
Přejezd nerovného terénu	152	168	174,5	213,7	4,18	4,6

## **5.2 Vyhodnocení výsledků simulace a optimalizace pákového mechanismu zadního odpružení**

Pákový mechanismus odpružení zadní kyvné vidlice byl kontrolován v případě přejezdu nerovného terénu. Pro simulaci namáhání byla využita kontaktní úloha, kterou program Pro/MECHANICA nabízí. Touto možností se podařilo co nejpřesněji napodobit uložení a působení sil v jednotlivých pákách.

V Páce 2 se objevuje nejvyšší napětí 117 MPa (Obr.56). Pokud tuto hodnotu porovnáme s mezí kluzu použité oceli ( $R_e = 590$  MPa), můžeme říci, že je tato součást značně předimenzována. Na druhou stranu nám zajišťuje dostatečnou tuhost této součásti. To nám znázorňuje výsledek posunutí jednotlivých bodů v modelu, který má hodnotu necelou 0,1 mm. Z těchto výsledků vyplývá, že Páka 2 pevnostně vyhovuje a je dostatečně tuhá.

Páka 1 vykazuje při namáhání nejvyšší napětí 387 MPa v místě uchycení centrální pružící jednotky (Obr. 58). Tato hodnota opět nepřekračuje mez kluzu použitého materiálu ( $R_e = 490$  MPa). Na dostatečnou tuhost páky poukazují hodnoty celkového posunutí z Obr. 59. Jedná se o přibližně 0,1 mm.

Závěrem této podkapitoly můžeme říci, že uvažovaný pákový mechanismus plně vyhovuje pevnostním a deformačním kritériím a měl by zaručit dlouhou provozuschopnost. Následná optimalizace není potřeba.

Poznámka: Kontaktní úloha nebyla využita při analýze zadní kyvné vidlice, a to z důvodu náročnosti tohoto výpočtu na používaný počítač. Vidlice je sama o sobě dosti složitý model a výpočet by trval příliš dlouho, nebo by ve většině případu nejspíše zkolaboval.

## 6 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se věnuje detailnímu rozboru namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu zadního odpružení motocyklu JAWA 836-6. Simulace namáhání byla provedena pro různé extrémní jízdní stavy, které mohou motocykl provázet během jeho užívání. Konkrétní sledované jízdní stavy jsou akcelerace, brzdění, průjezd zatáčkou, jízda po nerovném terénu a maximální stlačení centrální pružící jednotky. Z těchto případů byl vybrán přejezd nerovného terénu pro kontrolu celkové pevnosti a tuhosti vidlice, protože se jedná o náhradu dynamické zkoušky, která má vliv na životnost součástí. Vypočtené síly vzniklé při brzdění posloužily pro kontrolu pevnosti čepu, který zachycuje síly z držáku brzdového třmenu.

Cílem práce bylo zkontrolovat pevnost a tuhost vidlice a jednotlivých pák pákového mechanismu. Dle vypočtených napětí a celkových posunutí můžeme říci, že celý pákový mechanismus plně vyhovuje jak z hlediska pevnosti, tak i tuhosti. Jelikož výsledky jsou více než uspokojivé, nenavrhují žádné změny a ani firma Jawa neplánuje v budoucnosti tuto konstrukci měnit.

Simulace namáhání kyvné vidlice odhalila některá slabá místa konstrukce. Jde o místo zalomení ramen vidlice, kde vzniká koncentrace napětí. Tyto hodnoty ale nepřekračují minimální mez kluzu použité hliníkové slitiny, tudíž těmto místům nebyla dále věnována pozornost při návrhu optimalizace. Další oblast výskytu zvýšených napětíových hodnot se nacházela uvnitř odlitého mostu vidlice, a to okolo místa uchycení pákového mechanismu. Nedostatky vyřešila drobná úprava přechodových rádiusů v těchto místech. Tyto návrhy nemůžou být firmou JAWA momentálně akceptovány z důvodu již zmíněného nákupu vidlic od výrobce.

Co se však na první pohled mohlo zdát zanedbatelné, ukázalo značné ovlivnění pevnosti. Řeč je o záchytném čepu brzdy a vrtaných otvorech pro uchycení krytu řetězu a hadičky brzdové kapaliny. Na tyto nevyhovující detaily byly navrženy změny, které poté schválilo konstrukční oddělení Jawy.

Pro analýzu napětí byla využita simulace namáhání metodou konečných prvků, která nemůže zaručit stoprocentní shodnost výsledků s reálnou konstrukcí. Přínosná

je zejména tím, že lokalizuje kritická místa, především u tvarově složitých strojních součástí, která se následně v praxi ověřují tenzometrickým měřením.

V tabulce 1 (kapitola 5.1) jsou shrnuty výsledky simulace ze všech uvažovaných jízdních stavů. Dle velikosti výsledných napětí jsme došli k závěru, že pouze přejezd nerovného terénu sebou přináší překročení meze kluzu použitého materiálu. Z tohoto důvodu může být schválena použitelnost uvažované vidlice s podmínkou, že nemusí být zaručena dlouhodobá životnost při provozu s převažujícími extrémními případy jízdy. Hodnoty maximálních posunutí na koncích ramen vypovídají o tom, že koupená zadní vidlice je dostatečně tuhá, a proto není třeba upravovat stávající konstrukci.

Při výpočtech byl vždy uvažován extrémní případ užívání, kdy bylo počítáno s plným osazením motocyklu dvěma osobami, včetně zavazadel. To ovšem zdaleka nevystihuje celou dobu užívání motocyklu. Po konzultaci s konstrukčním oddělením a na základě jejich zkušeností, byl určen způsob provozu jednou osobou asi v 70% životnosti. Zajímavostí může být, že takto provozovaný druhý prototyp uvažovaného motocyklu JAWA 660 najel doma i v zahraničí během dvou let přes 100 000 km bez závažnějších problémů. Další možné výpočty pro posouzení pevnosti a tuhosti vidlice by se tedy mohly ubírat tímto směrem.

Závěrem této práce, na základě podkladů v ni obsažených, tedy schvaluji použití vidlice od dodavatele, pokud budou provedeny navržené změny.



## Seznam použité literatury

- [1] Podklady fy JAWA Moto spol. s r.o. Týnec nad Sázavou
- [2] VLK, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 1, 1. vydání, Brno 2004
- [3] VLK, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 2, 1. vydání, Brno 2004
- [4] JANSÁ, V. a kol.: Konstrukce motocyklu, 1. vydání, Praha 1960
- [5] SCHOLZ, C., NĚMEČEK, P.: Dopravní a manipulační technika [online], [cit. 20.10.2008]. Dostupné na [www.ksd.tul.cz](http://www.ksd.tul.cz)
- [6] DOLEJŠ, O.: Návrh zadní jednoramenné kyvné motocyklové vidlice s letmo uloženým kolem, Diplomová práce, Západočeská univerzita v Plzni 2008
- [7] JAWA Moto spol. s r. o. [online], [cit. 29.4.2011]. Dostupné na [www.jawa.eu](http://www.jawa.eu)
- [8] KOREČEK, P.: Namáhání rámu motocyklu, Diplomová práce TU v Liberci 2004
- [9] HAVRÁNEK, L.: Pevnostní analýza a optimalizace rámu s kyvnou vidlicí motocyklu s víceválcovým motorem o objemu 1200ccm, Diplomová práce TU v Liberci 2007
- [10] POUCHA, V.: Pevnostní analýza nosníků přední vidlice motocyklu, Bakalářská práce TU v Liberci 2005
- [11] BMW R 1200 GS [online], [cit. 11.5.2011]. Dostupné na [www.bikewalls.com](http://www.bikewalls.com)
- [12] Konečný, Z., Krys, V.: CAD III – Pevnostní analýzy, učební text [online], [cit. 18.5.2011]. Dostupné na [www.elearn.vsb.cz](http://www.elearn.vsb.cz)
- [13] Al a slitiny Al slévárenské [online], [cit. 18.5.2011]. Dostupné na <http://cesar.fme.vutbr.cz>
- [14] První motocykl na světě – Daimler z r. 1886 [online], [cit. 21.5.2011]. Dostupné na <http://mercedes-benz-blog.blogspot.com>
- [15] SLÁDEK, L.: Technika motocyklu [online], [cit. 7.12.2010]. Dostupné na [www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)

- 
- [16] VACULÍK, F.: Současná konstrukční řešení silničních motocyklů kategorií nad 500 ccm, Bakalářská práce VUT v Brně 2009
- [17] Mřížový rám motocyklu Yamaha [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.moto-tech.biz](http://www.moto-tech.biz)
- [18] Jednoduchý trubkový rám BMW [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.rockerboxer.com](http://www.rockerboxer.com)
- [19] Dvoutrubkový rám Suzuki RG500 1986 (G) [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.cmsnl.com](http://www.cmsnl.com)
- [20] Otevřený páteřový rám Honda 919 [www.sportrider.com](http://www.sportrider.com)
- [21] Lisovaný rám BMW K1600GT [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na <http://cmgonline.com>
- [22] Litý rám Kawasaki ZX14 [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na <http://motorcycleparts2u.com>
- [23] Teleskopická vidlice [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)
- [24] Vahadlová přední vidlice BMW R69 1956 [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.rider-and-road.com](http://www.rider-and-road.com)
- [25] Teleskopická páková přední vidlice BMW, Jednoramenná zadní kyvná vidlice BMW [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)
- [26] Systém Cantilever Yamaha [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.curtisracingframes.com](http://www.curtisracingframes.com)
- [27] Bimota Tesi 3D - řízení s otočným čepem [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.totalmotorcycle.com](http://www.totalmotorcycle.com)
- [28] Systém Full Floater – Suzuki [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.fullfloater.com](http://www.fullfloater.com)
- [29] Systém Uni Trak [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.motorip.com](http://www.motorip.com)
- [30] Centrální a postranní pružící jednotka Bitubo [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na [www.bitubo.com](http://www.bitubo.com)

- 
- [31] Rollinger, M.: Technika motocyklu – 3. část – brzdy [online], [cit. 23.5.2011].  
Dostupné na [www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)
- [32] Konstrukce pneumatik [online], [cit. 23.5.2011]. Dostupné na  
<http://pneu-pneumatika-pneumatiky.cz>
- [33] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, 3. doplněné vydání,  
Praha 1999

## Seznam příloh

- Příloha 1: Zadání diplomové práce firmy JAWA Moto spol. s r. o.
- Příloha 2: Rozložení hmotností JAWA 836-6
- Příloha 3: Charakteristika pružící jednotky
- Příloha 4: Akcelerace motocyklu
- Příloha 5: Brzdění motocyklu
- Příloha 6: Průjezd motocyklu zatáčkou
- Příloha 7: Výsledky simulace: Akcelerace motocyklu
- Příloha 8: Výsledky simulace: Brzdění motocyklu
- Příloha 9: Výsledky simulace: Průjezd motocyklu pravotočivou zatáčkou
- Příloha 10: Výsledky simulace: Průjezd motocyklu levotočivou zatáčkou
- Příloha 11: Výsledky simulace: Maximální propružení centrální pružící jednotky
- Příloha 12: Fotografie zadní kyvné vidlice dodávané firmou Verlicchi

### **Poznámka:**

Označování výkresů: KVM - DP – 616-001

výkres pro obrábění

Příloha 1: [1]



**JAWA Moto spol. s r. o., Brodce 35, 257 41 Týnec nad Sázavou**

Dr. Pavel Brabec  
TU Liberec – Katedra vozidel a motorů  
Studentská 2  
461 17 Liberec

VÁŠ DOPIS ZNAČKY / ZE DNE

NAŠE ZNAČKA

VYŘIZUJE / LINKA

TÝNEC NAD SÁZAVOU DNE

Věc:

**Zadání diplomové práce**

**Detailní rozbor namáhání zadní vidlice a přepákování zadního pérování  
motocyklu JAWA 836-6.**

Proveďte rozbor namáhání zadní kyvné vidlice a pákového mechanismu odpružení zadní kyvné vidlice pro motocykl JAWA 660 typ 836-6 a zkontrolujte její pevnost a tuhost. Součástí práce bude stanovení reakčních sil v pákách pružícího mechanismu a ve vidlici samotné při akceleraci, maximálním propružení a průjezdu zatáčkou. Potom bude následovat pevnostní kontrola vidlice a jednotlivých pák metodou konečných prvků. Na základě výsledků posuďte součásti z hlediska pevnosti, tuhosti a optimalizujte tvar a rozměry součástí. Na vybrané optimalizované díly nakreslete výrobní výkresy.

Přední kolo:	120/70-17"	
Zadní kolo:	170/60-17"	
Rozvor:	1493 mm	
Pohotovostní hmotnost:	225 kg	
Délka zad. vidlice:	580 mm	(vzdálenost osy otáčení vidlice a osy zad. kola ve střední poloze napnutí řetězu)
Řetězová linka:	100 mm	
Zad. brzda:	jednokotoučová, kotouč Ø220 mm	
Řetěz:	520 OR	

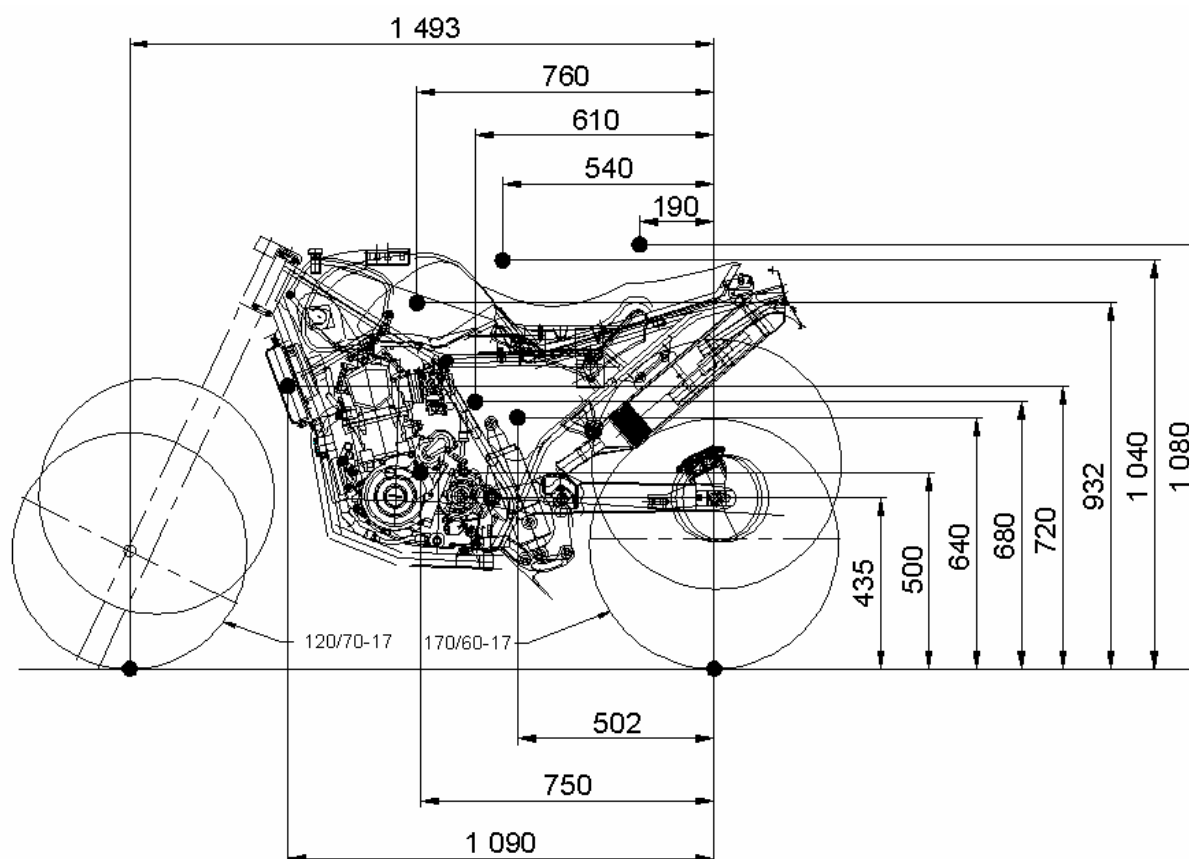
Konzultant: p. Libor Kouřimský - konstrukce  
JAWA Moto s.r.o.  
Brodce 35  
257 41 Týnec nad Sázavou  
tel.: 317 720 190  
e-mail: kourimsky\_libor@jawa.eu

Přílohy: Výkres sestavy motocyklu a přepákování pérování.  
Rozložení hmotnosti

Příloha 2: [1]

## Rozložení hmotností JAWA 836-6

	Hmotnost [kg]	F v ose y [N]	rameno v ose x [m]	rameno v ose y [m]
Zadní kolo	268	2629,08	0	0
Přední kolo	141	1383,21	1,5	0
Spolujezdec	80	-784,8	0,19	1,08
Jezdec	80	-784,8	0,54	1,04
Motor	49	-480,69	0,75	0,5
Stupačka	10	-98,1	0,61	0,68
Stupačka	10	-98,1	0,61	0,68
Nádrž	23	-225,63	0,76	0,93
Chladič	10	-98,1	1,09	0,72
Zbytková	146	-1432,26	0,52	0,64



Obr. Rozložení hmotností motocyklu JAWA 836-6

Příloha 3: [1]

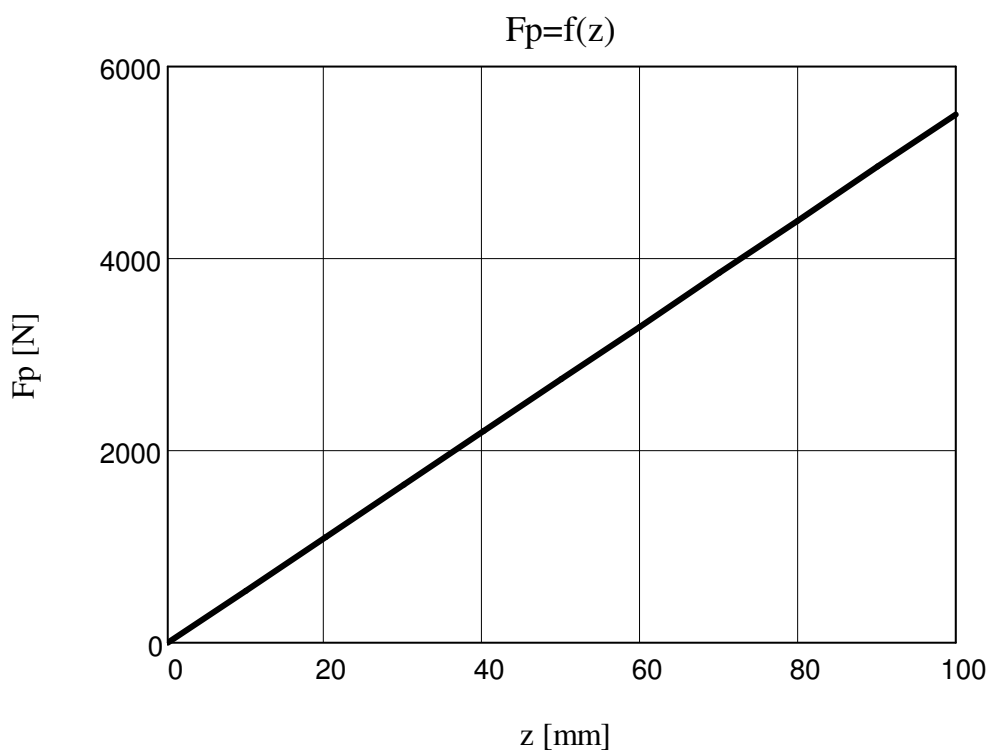
## Charakteristika pružící jednotky

zdvih  $z = 85 \text{ mm}$

síla  $F = 55 \text{ N/mm}$

předpětí = 14.5 mm tj. 797.5 N

maximální stlačení = 99.5 mm tj. 5472.5 N

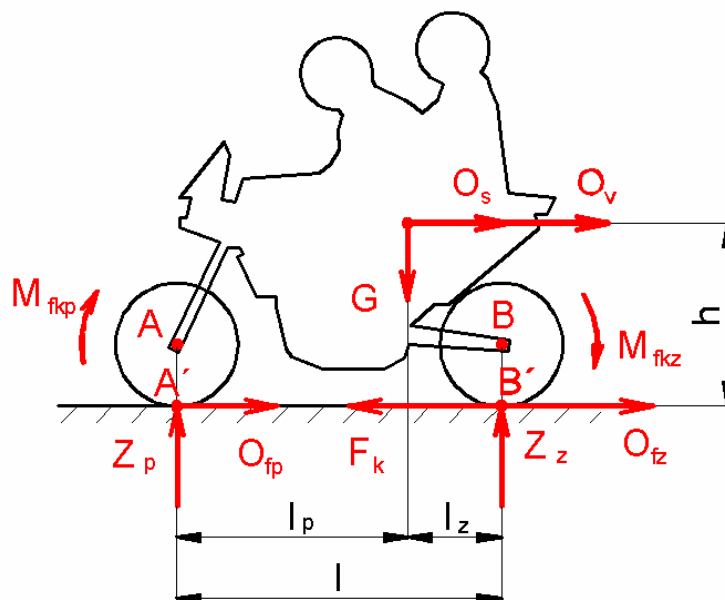


Obr. Závislost pružící síly na velikosti stlačení pružiny

## Příloha 4:

### Akcelerace motocyklu

Výpočet byl proveden v programu Mathcad 14.0



Obr. 1 Síly působící na motocykl při akceleraci [6]

Zadané hodnoty:

$$\begin{aligned}
 l &:= 1.493 \text{ m} & l_z &:= 0.5147 \text{ m} & l_p &:= 0.9783 \text{ m} & h &:= 0.8062 \text{ m} \\
 g &:= 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} & G &:= 4012.29 \text{ N} & r_{kp} &:= 0.2999 \text{ m} & r_{kz} &:= 0.3179 \text{ m} \\
 \mu &:= 1 & f &:= 0
 \end{aligned}$$

$$O_s = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (1)$$

$$O_f = Z_p \cdot f + Z_z \cdot f = G \cdot f \quad (2)$$

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad (3)$$

$$M_{fkp} = Z_p \cdot f \cdot r_p \quad (4) \qquad M_{fkz} = Z_z \cdot f \cdot r_z \quad (5)$$

Odpor valení a odpor vzduchu se v praxi zanedbávají

$$O_f = 0 \text{ N} \qquad O_v = 0 \text{ N}$$

$$M_{fkp} = 0 \text{ Nm} \qquad M_{fkz} = 0 \text{ Nm}$$



Síla přivedená na kolo ze silové rovnováhy v ose x:

$$F_k = O_s = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (6)$$

Maximální možná síla přenesitelná z kola na vozovku:

$$F_k = \mu \cdot Z_z \quad (7)$$

Pro maximální dosažitelné zrychlení na mezi adheze musí být tyto síly v rovnováze:

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot Z_z \quad (8)$$

### **Ztráta adheze na zadním kole:**

Momentová rovnováha k bodu A':

$$G \cdot l_p + \frac{G}{g} \cdot h \cdot a - Z_z \cdot l = 0 \quad (9)$$

Z rovnice (9) vypočteme radiální reakci vozovky na zadní kolo:

$$Z_z = \frac{G \cdot l_p + \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} \quad (10)$$

a dosadíme do rovnice (12)

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot \frac{G \cdot l_p + \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} \quad (11)$$

Z rovnice (11) vypočteme zrychlení motocyklu:

$$a := \frac{\mu \cdot g \cdot l_p}{l - \mu \cdot h} = 14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (12)$$

### **Ztráta styku předního kola s vozovkou:**

Momentová rovnováha k bodu B':

$$G \cdot l_z - \frac{G}{g} \cdot a \cdot h - Z_p \cdot l = 0 \quad (13)$$

Z rovnice (13) vyjádříme radiální reakci vozovky na přední kolo

$$Z_p = \frac{G \cdot l_z - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} \quad (14)$$

a položíme ji rovnu nule  $Z_p := 0$

$$\frac{G \cdot l_z - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} = 0 \quad (15)$$

Z rovnice (15) vypočteme zrychlení motocyklu:

$$a := \frac{g \cdot l_z}{h} = 6.26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (16)$$

$$Z_z := G - Z_p = 4012.29 \text{ N} \quad (17)$$

### Síla v řetězu:

Sílu v řetězu vypočteme dle rovnice (6)

$$r_r := 0.10874$$

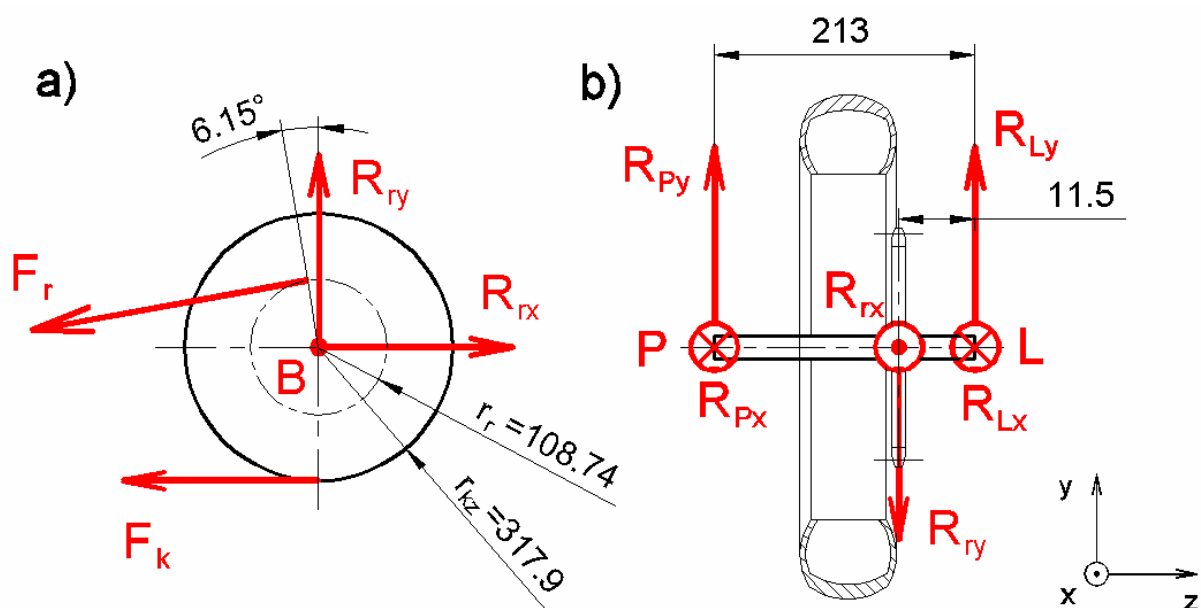
$$F_k := \frac{G}{g} \cdot a = 2562 \text{ N}$$

Z momentové rovnováhy k bodu B dle Obr. 2 a)

$$F_k \cdot r_{kz} - F_r \cdot r_r = 0 \quad (18)$$

vypočteme celkovou sílu v řetězu

$$F_r := \frac{F_k \cdot r_{kz}}{r_r} = 7489 \text{ N} \quad (19)$$



Obr. 2 Síla v řetězu a reakce od této síly na zadní nápravu a levou a pravou stranu zadní vidlice

Dle Obr. 2 a) sestavíme rovnice rovnováhy ve směru osy x a y

$$\Sigma F_{ix}: R_{rx} - F_k - F_r \cdot \cos(6.15^\circ) = 0 \quad (20)$$

$$\Sigma F_{iy}: R_{ry} - F_r \cdot \sin(6.15^\circ) = 0 \quad (21)$$

a vypočteme reakce na zadní nápravu od síly v řetězu

$$R_{rx} := F_k + F_r \cdot \cos(6.15^\circ) = 10007.1 \text{ N} \quad (22)$$

$$R_{ry} := F_r \cdot \sin(6.15^\circ) = 802.3 \text{ N} \quad (23)$$

$$R_r := \sqrt{R_{rx}^2 + R_{ry}^2} = 10039.2 \text{ N} \quad (24)$$

Dle Obr. 2 b) sestavíme rovnice rovnováhy ve směru osy x a y a momentové rovnice rovnováhy kolem bodu L

$$\Sigma F_{ix}: R_{rx} - R_{Px} - R_{Lx} = 0 \quad (25)$$

$$\Sigma F_{iy}: R_{ry} - R_{Py} - R_{Ly} = 0 \quad (26)$$

$$\Sigma M_{ixz} L: R_{Px} \cdot 0.213 - R_{rx} \cdot 0.0115 = 0 \quad (27)$$

$$\Sigma M_{iyz} L: R_{Py} \cdot 0.213 - R_{ry} \cdot 0.0115 = 0 \quad (28)$$

a vypočteme reakce od síly v řetězu na pravou a levou stranu vidlice a jejich složky

$$R_{Px} := R_{rx} \cdot \frac{0.0115}{0.213} = 540.3 \quad \text{N} \quad (29)$$

$$R_{Py} := R_{ry} \cdot \frac{0.0115}{0.213} = 43.3 \quad \text{N} \quad (30)$$

$$R_{Lx} := R_{rx} - R_{Px} = 9466.8 \quad \text{N} \quad (31)$$

$$R_{Ly} := R_{ry} - R_{Py} = 759 \quad \text{N} \quad (32)$$

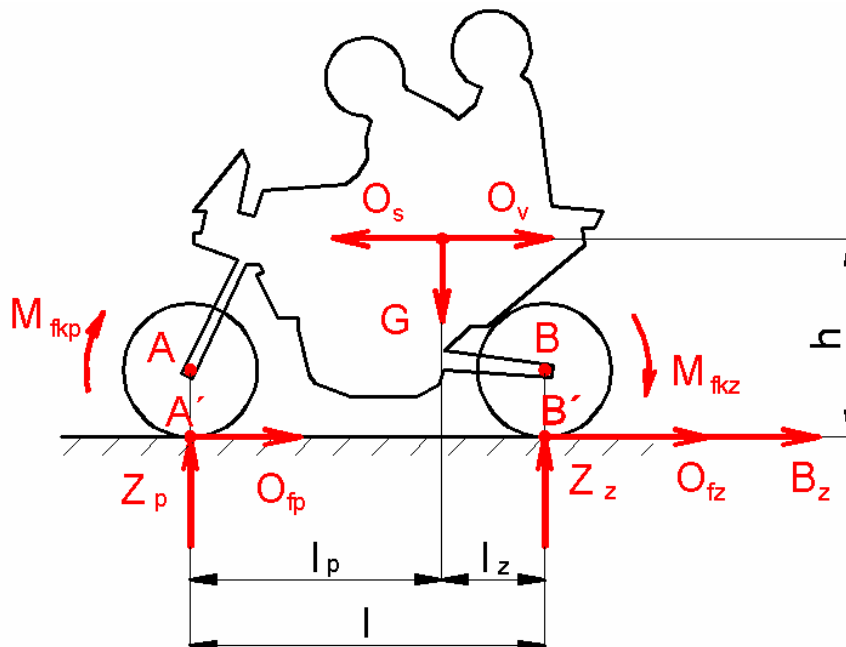
$$R_P := \sqrt{R_{Px}^2 + R_{Py}^2} = 542 \quad \text{N} \quad (33)$$

$$R_L := \sqrt{R_{Lx}^2 + R_{Ly}^2} = 9497.2 \quad \text{N} \quad (34)$$

Příloha 5:

## Brzdění motocyklu

Výpočet byl proveden v programu Mathcad 14.0



Obr. 4 Síly působící na motocykl při brzdění [6]

Zadané hodnoty:

$$\begin{aligned} l &:= 1.493 \text{ m} & l_z &:= 0.5147 \text{ m} & l_p &:= 0.9783 \text{ m} & h &:= 0.8062 \text{ m} \\ g &:= 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} & G &:= 4012.29 \text{ N} & r_{kp} &:= 0.2999 \text{ m} & r_{kz} &:= 0.3179 \text{ m} \\ \mu &:= 1 & f &:= 0 \end{aligned}$$

Podle Obr. 4 byla sestavena silová rovnováha ve směru osy x (při zanedbání odporu vzduchu a valivých odporů) a z ní určena velikost brzdné síly

$$B_z = O_s = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (1)$$

Maximální brzdná síla na mezi adheze

$$B_z = \mu \cdot Z_z \quad (2)$$

Pro maximální dosažitelné zpomalení na mezi adheze musí být tyto síly v rovnováze:

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot Z_z \quad (3)$$

Momentová rovnováha k bodu A' dle Obr. 1:

$$G \cdot l_p - \frac{G}{g} \cdot h \cdot a - Z_z \cdot l = 0 \quad (4)$$

Z rovnice (4) vypočteme radiální reakci vozovky na zadní kolo:

$$Z_z = \frac{G \cdot l_p - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} \quad (5)$$

a dosadíme do rovnice (3)

$$\frac{G}{g} \cdot a = \mu \cdot \frac{G \cdot l_p - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} \quad (6)$$

$$a := \frac{\mu \cdot g \cdot l_p}{l + \mu \cdot h} = 4.17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7)$$

a z rovnice (5) dostaneme velikost zatížení zadního kola

$$Z_z := \frac{G \cdot l_p - \frac{G \cdot a \cdot h}{g}}{l} = 1707.2 \text{ N}$$

### Brzdná síla zachycená záchytným čepem na vidlici:

Maximální brzdná síla na zadním kole:

$$B_z := \mu \cdot Z_z = 1707.2 \text{ N}$$

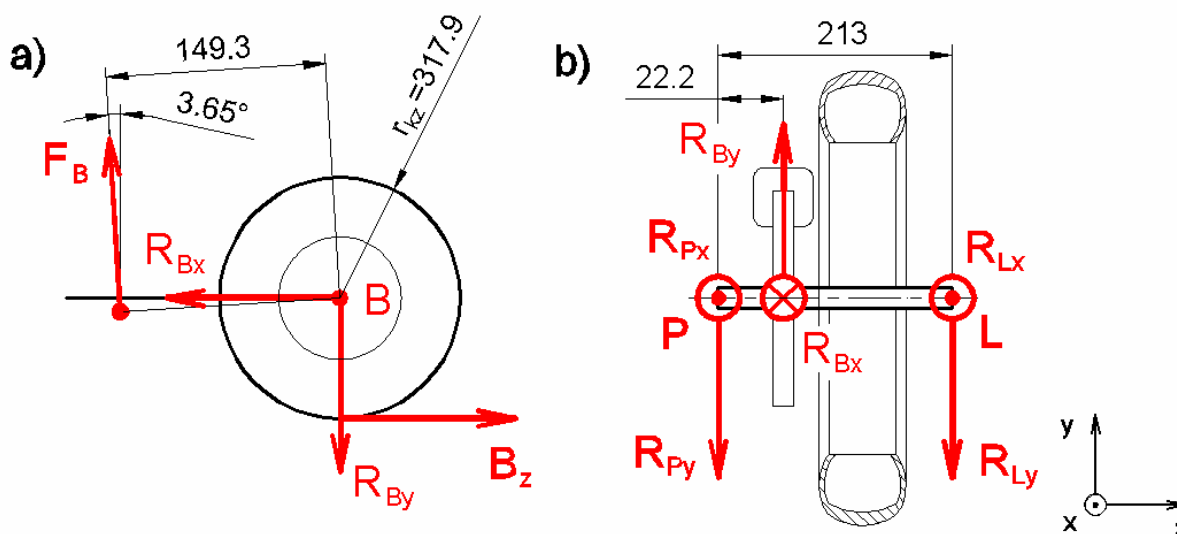
Momentová rovnováha k bodu B dle Obr. 2 a):

$$\Sigma M_{iB}: B_z \cdot r_{kz} - F_B \cdot 0.1493 = 0 \quad (8)$$

$$F_B := B_z \cdot \frac{r_{kz}}{0.1493} = 3635.1 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{Bx} := F_B \cdot \sin(3.65\text{deg}) = 231.4 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{By} := F_B \cdot \cos(3.65\text{deg}) = 3627.7 \text{ N} \quad (11)$$



Obr. 5 Brzdná síla na záchytný čep a reakce od této síly na zadní nápravu a levou a pravou stranu zadní vidlice

Reakce z brzdného kotouče na zadní nápravu:

$$\Sigma F_{ix}: B_z - R_{Bx} - F_{Bx} = 0 \quad (12)$$

$$\Sigma F_{iy}: F_{By} - R_{By} = 0 \quad (13)$$

$$R_{Bx} := B_z - F_{Bx} = 1475.8 \quad \text{N} \quad (14)$$

$$R_{By} := F_{By} = 3627.7 \quad \text{N} \quad (15)$$

$$R_B := \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 3916.4 \quad \text{N} \quad (16)$$

Statické rovnice rovnováhy v osách x a y a momentové rovnice rovnováhy kolem bodu P dle Obr. 2 b):

$$\Sigma F_{ix}: R_{Px} + R_{Lx} - R_{Bx} = 0 \quad (17)$$

$$\Sigma F_{iy}: R_{By} - R_{Py} - R_{Ly} = 0 \quad (18)$$

$$\Sigma M_{ixz} P: R_{Lx} \cdot 0.213 - R_{Bx} \cdot 0.0222 = 0 \quad (19)$$

$$\Sigma M_{iyz} P: R_{By} \cdot 0.0222 - R_{Ly} \cdot 0.213 = 0 \quad (20)$$



a vypočteme reakce na pravou a levou stranu vidlice a jejich složky od síly na záchytný čep zadní brzdy:

$$RL_x := RB_x \cdot \frac{0.0222}{0.213} = 153.8 \quad N \quad (21)$$

$$RL_y := RB_y \cdot \frac{0.0222}{0.213} = 378.1 \quad N \quad (22)$$

$$RP_x := RB_x - RL_x = 1322 \quad N \quad (23)$$

$$RP_y := RB_y - RL_y = 3249.6 \quad N \quad (24)$$

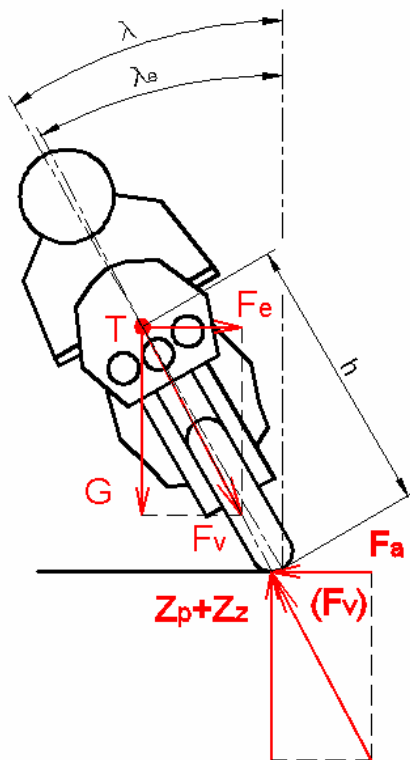
$$RP := \sqrt{RP_x^2 + RP_y^2} = 3508.2 \quad N \quad (25)$$

$$RL := \sqrt{RL_x^2 + RL_y^2} = 408.2 \quad N \quad (26)$$

Příloha 6:

## Průjezd motocyklu zatáčkou

Výpočet byl proveden v programu Mathcad 14.0



Obr. 1 Síly působící na motocykl při průjezdu zatáčkou

Zadané hodnoty:

$$\begin{array}{llll} G := 4012.29 \text{ N} & bkz := 0.085 \text{ m} & h := 0.8062 \text{ m} & v_{\max} = 160 \text{ km/h} \\ rkz := 0.3179 \text{ m} & Zz := 2629.08 \text{ N} & g := 9.81 \text{ ms}^{-2} & \mu := 1 \end{array}$$

Dle Obr. 1 byly sestaveny rovnice rovnováhy:

$$\sum F_{ix}: Fe = Fa \quad (1)$$

$$\sum F_{iy}: G = Zp + Zz \quad (2)$$

Do rovnice (1) dosadíme za efektivní odstředivou sílu

$$Fe = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \quad (3)$$

boční adhezní sílu

$$F_a = G \cdot \mu \quad (4)$$

a z této rovnováhy dostaneme závislost poloměru zatáčky na rychlosti jízdy motocyklu:

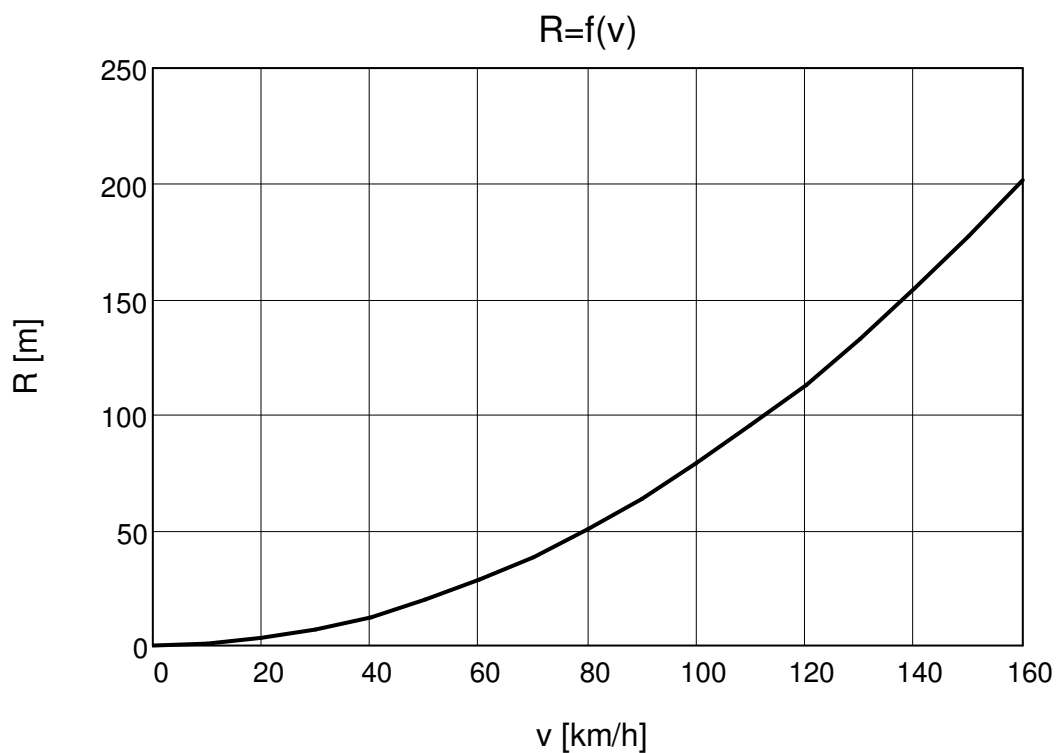
$$R = \frac{v^2}{g \cdot \mu} \quad (5)$$

Na Obrázku 2 je znázorněna závislost poloměru zatáčky na rychlosti jízdy motocyklu až do maximální rychlosti 160 km/h:

$v_{\max} := 160 \text{ km/h}$

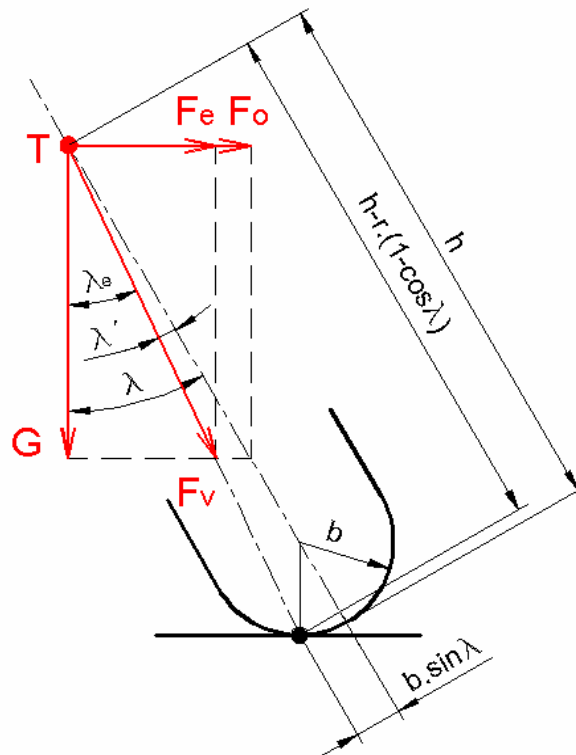
$$R := \frac{v_{\max}^2}{g \cdot \mu \cdot 3.6^2} = 201.4 \text{ m}$$

$v := 0, 10.. 160 \text{ km/h}$



Obr. 2 Závislost poloměru zatáčky na rychlosti motocyklu

## Vliv šířky pneumatiky a jejího zaoblení na náklon motocyklu



Obr. 3 Vliv šířky pneumatiky a jejího zaoblení na náklon motocyklu [2]

Efektivní náklon motocyklu určíme po sestavení rovnice dle Obr. 3:

$$\lambda := \text{atan}(\mu) = 45 \text{ deg} \quad (6)$$

$$\lambda_e := \text{atan}(\mu) - \text{atan}\left[\frac{bkz \cdot \sin(\lambda)}{h - bkz \cdot (1 - \cos(\lambda))}\right] = 40.6 \cdot \text{deg} \quad (7)$$

Z tohoto efektivního úhlu náklonu dostaneme efektivní odstředivou sílu

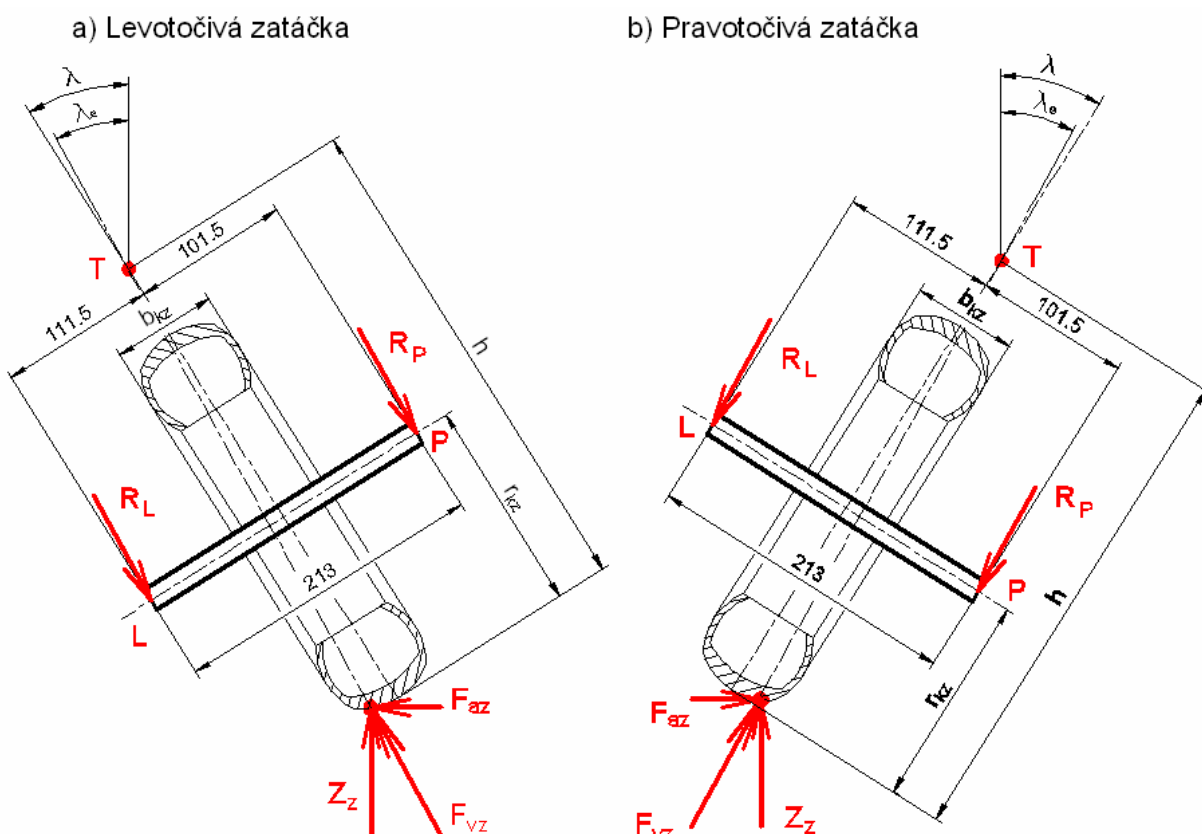
$$F_e := G \cdot \tan(\lambda_e) = 3439.1 \text{ N} \quad (8)$$

boční adhezní sílu na zadní kolo

$$F_{az} := Z_z \cdot \tan(\lambda_e) = 2253.5 \quad (9)$$

a z těchto sil výslednou reakci na zadním kole od vozovky

$$F_{vz} := \sqrt{F_{az}^2 + Z_z^2} = 3462.7 \text{ N} \quad (10)$$



Obr. 4 Síly působící na zadní vidlici při průjezdu zatáčkou

### Výpočet reakcí na levé a pravé straně zadní kyvné vidlice:

Levotočivá zatáčka:

Reakce na levou a pravou stranu zadní kyvné vidlice vypočteme z rovnic rovnováhy dle Obr. 4 a):

$$\sum F_{ix}: R_{Lx} + R_{Px} - F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_{iy}: R_{Ly} + R_{Py} - F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{iL}: R_{Py} \cdot 0.213 - F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) \cdot [r_{kz} - b_{kz} \cdot (1 - \cos(\lambda))] + \\ - F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) \cdot (0.1055 - b_{kz} \cdot \sin(\lambda)) = 0 \quad (13)$$

$$R_{Lx} = R_{Px} \quad (14)$$

$$R_{Py} = \frac{F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) \cdot (0.1055 - b_{kz} \cdot \sin(\lambda))}{0.201} + \\ + \frac{[F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) \cdot [r_{kz} - b_{kz} \cdot (\cos(\lambda) - 1)]]}{0.201} = 1232.7 \text{ N} \quad (15)$$

$$RL_y := F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) - R_{Py} = 2219.8 \quad N \quad (16)$$

$$R_{Px} := \frac{F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e)}{2} = 132.796 \quad N \quad (17)$$

$$RL_x := R_{Px} = 132.796 \quad N \quad (18)$$

Výsledná reakce na pravou stranu kyvné vidlice:

$$R_P := \sqrt{R_{Px}^2 + R_{Py}^2} = 1239.8 \quad N \quad (19)$$

Výsledná reakce na levou stranu kyvné vidlice:

$$R_L := \sqrt{R_{Lx}^2 + R_{Ly}^2} = 2223.8 \quad N \quad (20)$$

Pravotočivá zatáčka:

Reakce na levou a pravou stranu zadní kyvné vidlice vypočteme z rovnic rovnováhy dle Obr. 4 b):

$$\sum F_{ix}: R_{Lx} + R_{Px} - F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_{iy}: R_{Ly} + R_{Py} - F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) = 0 \quad (22)$$

$$\sum M_{iL}: R_{Py} \cdot 0.201 + F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) \cdot [rkz - bkz \cdot (1 - \cos(\lambda))] + \\ - F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) \cdot (0.1055 + bkz \cdot \sin(\lambda)) = 0 \quad (23)$$

$$R_{Lx} = R_{Px} \quad (24)$$

$$R_{Py} := \frac{F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) \cdot (0.1055 - bkz \cdot \sin(\lambda))}{0.201} + \\ - \frac{[F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e) \cdot [rkz - bkz \cdot (\cos(\lambda) - 1)]]}{0.201} = 2391.6 \quad N \quad (25)$$

$$R_{Ly} := F_{vz} \cdot \cos(\lambda - \lambda_e) - R_{Py} = 1060.9 \quad N \quad (26)$$

$$R_{Px} := \frac{F_{vz} \cdot \sin(\lambda - \lambda_e)}{2} = 132.796 \quad N \quad (27)$$

$$R_{Lx} := R_{Px} = 132.796 \quad N \quad (28)$$

---

Výsledná reakce na pravou stranu kyvné vidlice:

$$R_P := \sqrt{R_{Px}^2 + R_{Py}^2} = 2395.2 \quad \text{N} \quad (29)$$

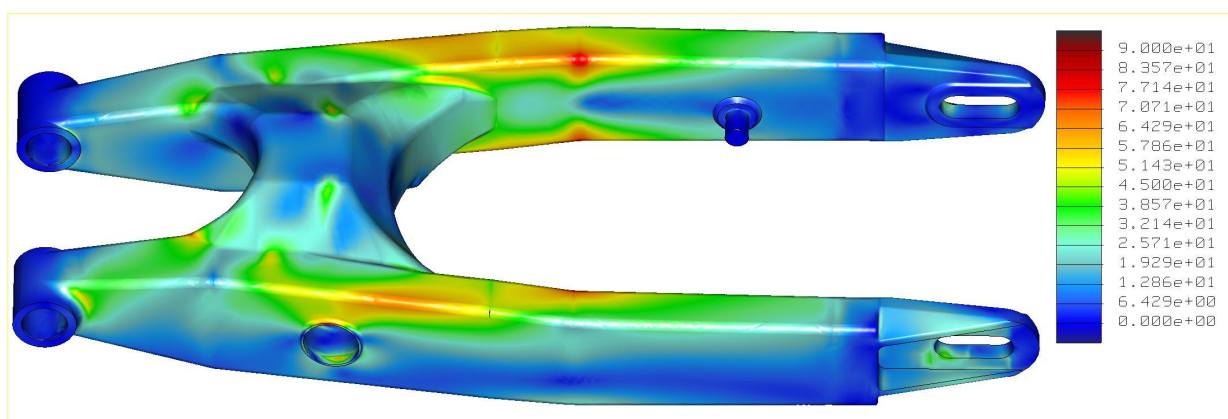
Výsledná reakce na levou stranu kyvné vidlice:

$$R_L := \sqrt{R_{Lx}^2 + R_{Ly}^2} = 1069.2 \quad \text{N} \quad (30)$$

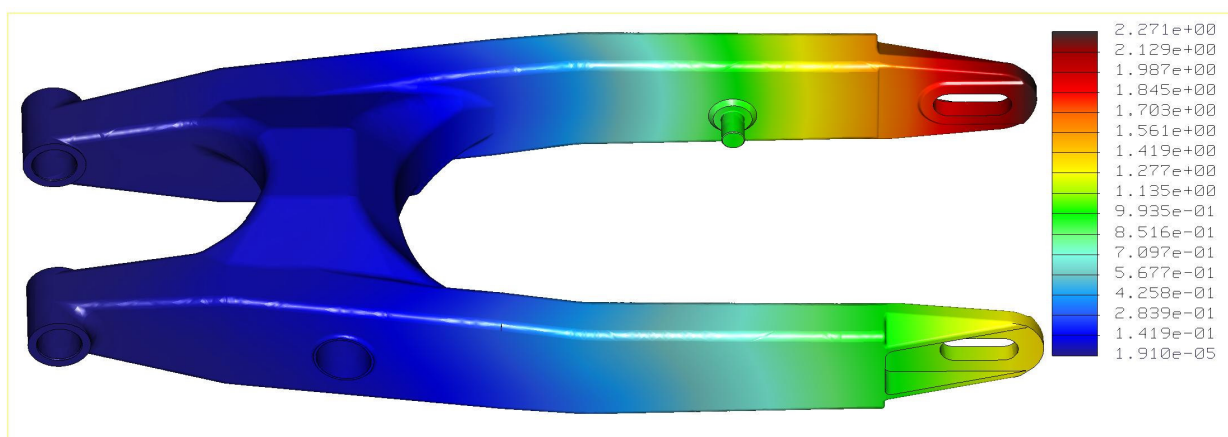


## Příloha 7:

### Výsledky simulace: Akcelerace motocyklu



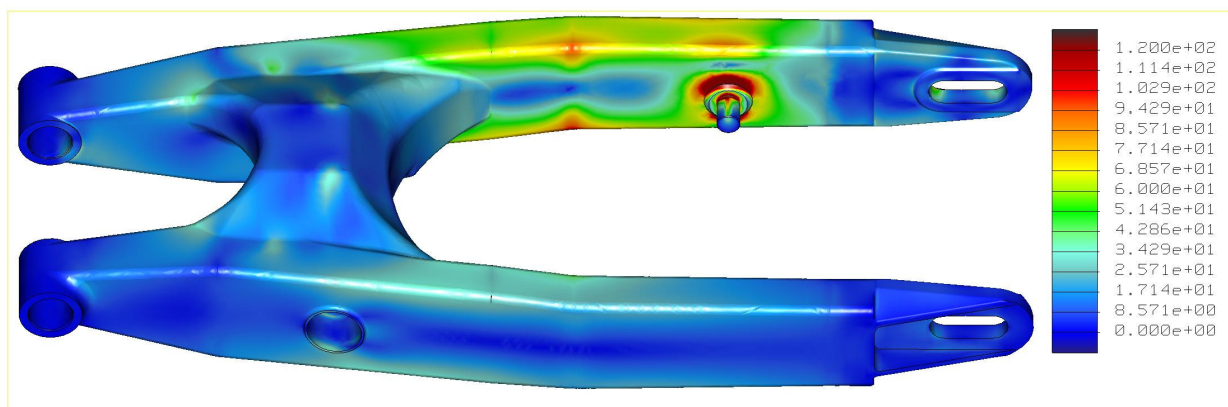
Napětí [MPa]



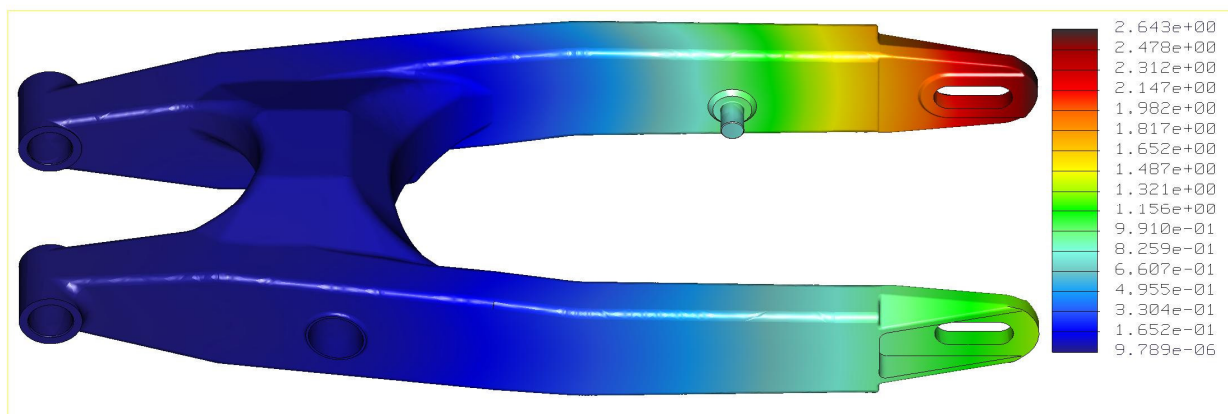
Posunutí [MPa]

## Příloha 8:

### Výsledky simulace: Brzdění motocyklu



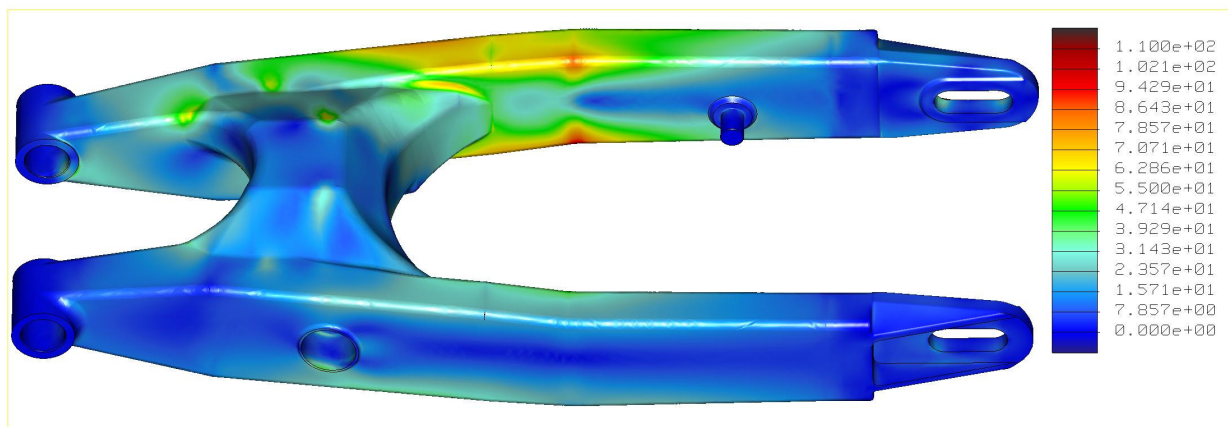
Napětí [MPa]



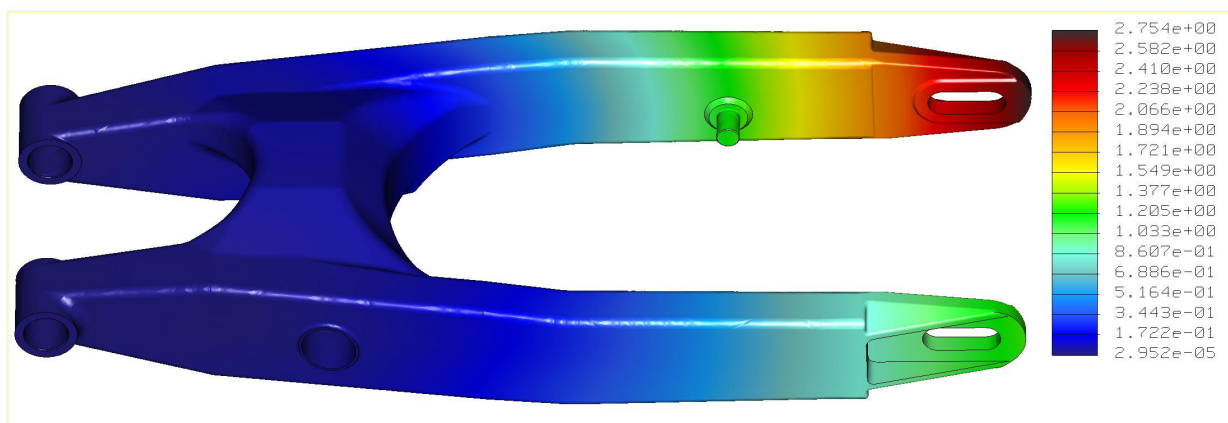
Posunutí [MPa]

## Příloha 9:

### Výsledky simulace: Průjezd motocyklu pravotočivou zatáčkou



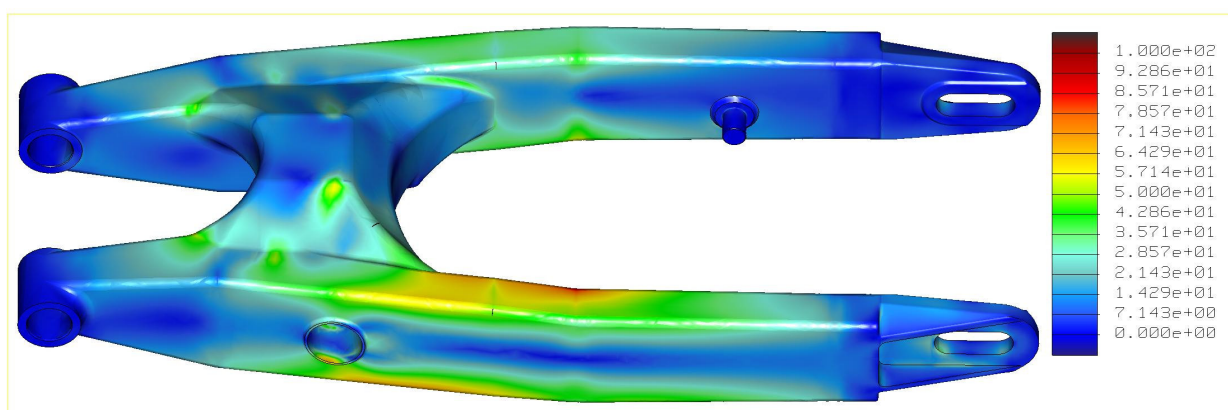
Napětí [MPa]



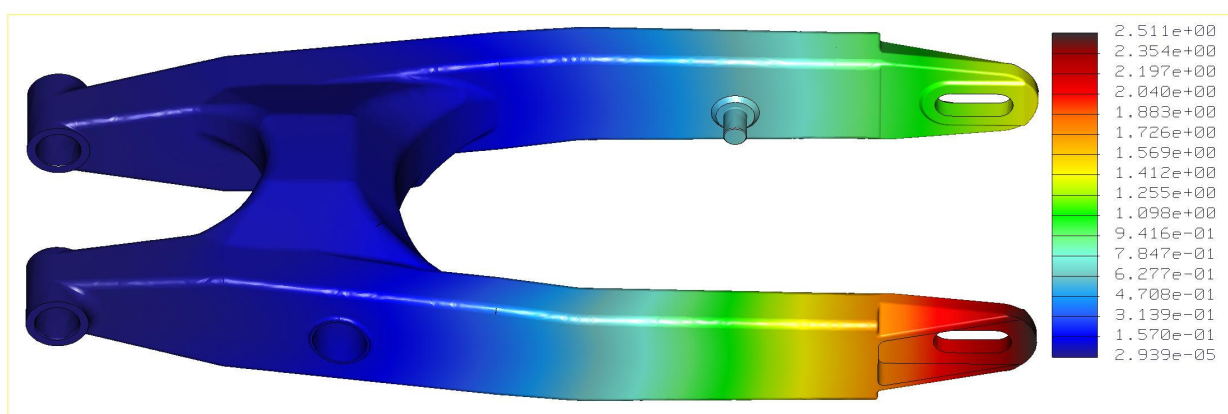
Posunutí [MPa]

Příloha 10:

## Výsledky simulace: Průjezd motocyklu levotočivou zatáčkou



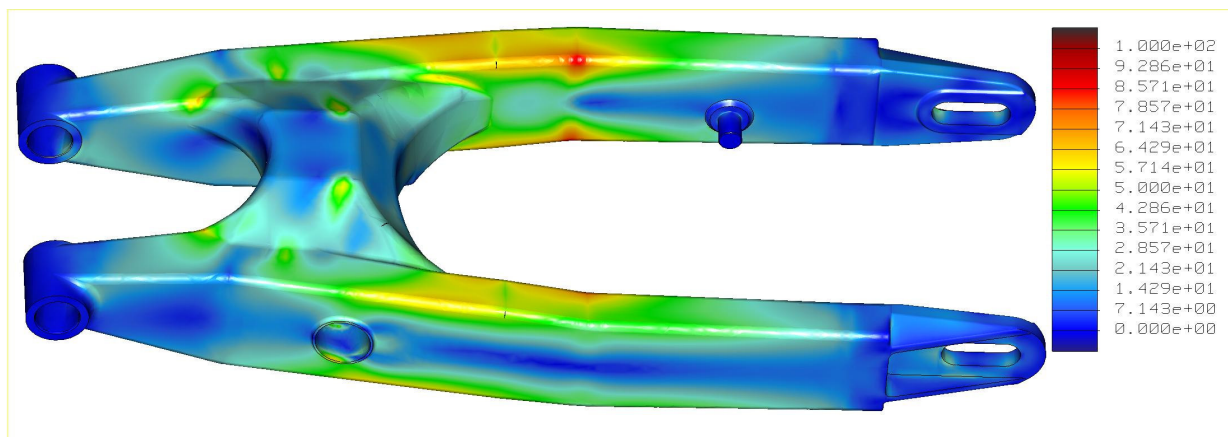
Napětí [MPa]



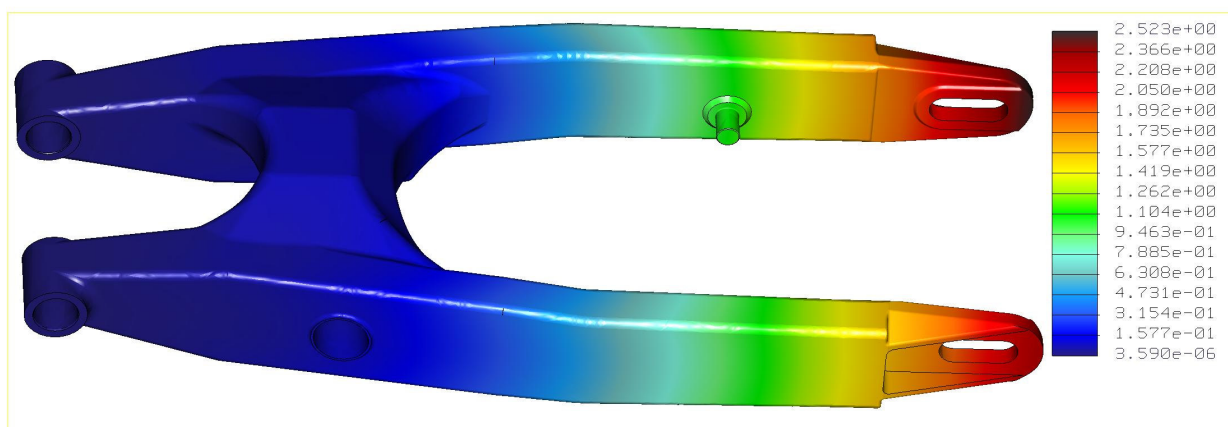
Posunutí [MPa]

## Příloha 11:

### Výsledky simulace: Maximální propružení centrální pružící jednotky



Napětí [MPa]



Posunutí [MPa]



Příloha 12:

## **Fotografie zadní kyvné vidlice dodávané firmou Verlicchi**

